#### МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

#### УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ «БЕЛОРУССКИЙ ГОСУЛАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра транспортно-технологических машин и оборудования

В. А. ДОВГЯЛО, Д. И. БОЧКАРЕВ

## ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Часть І МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

#### МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

## УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ «БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра транспортно-технологических машин и оборудования

В. А. ДОВГЯЛО, Д. И. БОЧКАРЕВ

# ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

## Часть I МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Утверждено Министерством образования Республики Беларусь в качестве учебника для студентов и курсантов учреждений высшего образования по специальностям «Автомобильные дороги», «Техническая эксплуатация погрузочно-разгрузочных, путевых, дорожно-строительных машин и оборудования» и направлению специальности «Управление подразделениями транспортных войск (техническая эксплуатация машин и оборудования)»

УДК 625.08(075.8) ББК 39.311-06-5 Д58

Рецензенты: кафедра транспортных и технологических машин Белорусско-Российского университета (зав. кафедрой канд. техн. наук, доцент *И. В. Лесковец*); зав. кафедрой тракторов Белорусского национального технического университета д-р техн. наук, профессор *В. П. Бойков* 

#### Довгяло, В. А.

Д58 Дорожно-строительные машины : учеб. В 2 ч. Ч. 1. Машины для земляных работ / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2021. – 342 с.

ISBN 978-985-554-964-3 (ч. I)

Приведена информация по классификации, устройству и особенностям конструкции машин для земляных работ, которые выпускают и используют в Беларуси. Приведены методики расчета параметров машин. Даны сведения о взаимодействии рабочих органов и ходовых систем машин с грунтами. Рассмотрены методы автоматизации и автоматизированные системы управления дорожно-строительных машин.

Предназначен для студентов специальностей «Автомобильные дороги» и «Техническая эксплуатация погрузочно-разгрузочных, путевых, дорожно-строительных машин и оборудования» дневной и заочной форм обучения, для курсантов направления специальности «Управление подразделениями транспортных войск (техническая эксплуатация машин и оборудования)», а также для магистрантов и слушателей курсов повышения квалификации.

УДК 625.08(075.8) ББК 39.311-06-5

#### ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Введение	
1 Общие сведения о взаимодействии рабочих органов и ходовых систем машин	
с грунтами	17
1.1. Основные свойства грунта как объекта разработки	17
1.2 Сопротивления грунта воздействию рабочего органа	23
1.3 Резание и копание грунта	27
1.4 Основы тягового расчета ходовых систем	31
1.5 Взаимодействие движителя с опорной поверхностью	35
1.6 Комбинированные ходовые системы	45
Контрольные вопросы	47
2 Приводные системы машин	48
2.1 Основные виды силовых установок	48
2.2 Комбинированные силовые установки и трансмиссии	54
Контрольные вопросы	79
3 Автоматизированные системы управления машин	80
3.1 Классификация систем управления	80
3.2 Структура и основные функции	
3.3 Типология систем управления	84
3.4 Методы и средства автоматизированного управления машинами	96
3.4.1 Землеройно-транспортные машины	
3.4.2 Экскаваторы	105
3.4.3 Погрузчики	
3.4.4 Машины для устройства и ремонта оснований и покрытий	
Контрольные вопросы	
4 Машины для подготовительных работ	
4.1 Рыхлители	
4.2 Кусторезы	127
4.3 Корчеватели	133
Контрольные вопросы	
5 Землеройно-транспортные машины	138
5.1 Бульдозеры	
5.1.1 Конструкции и устройство	138
5.1.2 Определение основных параметров	
5.2 Скреперы	
5.2.1 Конструкции и устройство	173
5.2.2 Определение основных параметров	
5.3 Автогрейдеры	
5.3.1 Конструкции и устройство	
5.3.2 Определение основных параметров	
Контрольные вопросы	

6 Землеройные машины	214
6.1 Гидравлические одноковшовые экскаваторы	
6.1.1 Конструкции и устройство	217
6.1.2 Определение основных параметров	244
6.2 Траншейные цепные экскаваторы	
6.2.1 Конструкции и устройство	252
6.2.2 Определение основных параметров	
Контрольные вопросы	268
7 Погрузочные машины	269
7.1 Одноковшовые погрузчики	269
7.2 Телескопические погрузчики	
7.3 Малогабаритные погрузчики	
7.4 Определение основных параметров	288
Контрольные вопросы	
8 Машины для уплотнения грунтов	295
8.1 Конструкции и устройство катков	
8.1.1 Катки статического действия	
8.1.2 Вибрационные катки	307
8.2 Определение основных параметров	327
Контрольные вопросы	340
Список литературы	341

#### ПРЕДИСЛОВИЕ

Отечественный транспортный комплекс является одной из наиболее важных отраслей, обеспечивающей экономический рост и повышение уровня жизни населения. Его вклад в ВВП страны составляет более 8 %. На предприятиях транспортного комплекса занято около 5 % от общей численности работающих, он объединяет около 17 % производственных фондов, а на его развитие ежегодно отчисляется примерно 11 % всех капиталовложений. Кроме того, он является крупным потребителем топливоэнергетических ресурсов: ежегодно транспортным комплексом используется около 5 % электроэнергии, 75 % бензина и 54 % дизельного топлива от общереспубликанского потребления.

В Беларуси перевозки грузов и пассажиров осуществляют различными видами транспорта. Вклад автомобильного транспорта в общий объем перевезенных грузов составляет около 76 %, а в общую численность перевозимых пассажиров – около 54 %.

Автомобильные дороги являются важной составной частью транспортной системы Беларуси. Удельная протяженность автомобильных дорог с твердым покрытием (т. е. общая длина дорог, отнесенная к площади территории страны) составляет около 0,25 км на 1 км². Этот показатель выше, чем в России, но в три раза ниже, чем в западноевропейских странах. При этом более 40 % населенных пунктов (из 25 тыс.) не имеют подъездных дорог с твердым покрытием.

О масштабах работ по строительству и содержанию отечественных дорог говорят следующие цифры. Протяженность автомобильных дорог общего пользования в Беларуси составляет около 82 тыс. км, из которых более 70 тыс. км приходится на дороги с твердым покрытием. Однако только около 300 км (примерно 2 %) дорог обеспечивают проезд с нагрузками, которые соответствуют европейским стандартам (11,5 тонны на ось). При этом недостаточная ровность покрытия дорог приводит к удорожанию перевозок на 30–40 %, при таком технико-эксплуатационном состоянии дорожной сети горючего расходуется почти в 1,5 раза больше, чем в странах Центральной и Восточной Европы, а срок службы автотранспортных средств сокращается на треть.

Строительство новых автомобильных дорог, а также реконструкция, ремонт и содержание существующих производят дорожными машинами различного назначения и комплексами на их основе. Темпы, эффективность и качество строительных и ремонтных работ определяются несколькими основными факторами. В их числе технико-экономические и эксплуатацион-

ные показатели каждой используемой машины, рациональное сочетание машин и взаимная согласованность их индивидуальных особенностей, а также уровень организации работ, базирующейся на принципах комплексной механизации и автоматизации дорожного строительства.

Надежную эксплуатацию существующих автодорог осуществляют проведением ряда технологических операций, в числе которых работы по летнему и зимнему содержанию дорог, ремонту и реконструкции всех ее элементов, разметка проезжей части. Эти работы также производятся специализированными дорожными машинами или комплектами машин, объединенных решением требуемой технологической задачи. Конструкции и параметры дорожно-строительных машин определяются спецификой дорожного строительства и особенностями каждой из приведенных технологических операций.

В настоящее время комплексную механизацию дорожного строительства осуществляют на основе оптимального сочетания отечественной и импортной техники с перманентным ростом вклада отечественных машин. Крупные машиностроительные предприятия (АМКОДОР, МТЗ, МАЗ, БелАЗ и др.) идут по наиболее рациональному пути, используя свои самые эффективные разработки и расширяя их технологические возможности за счет оснащения дополнительным оборудованием и сменными рабочими органами.

Машины должны обеспечить высокое качество работ при оптимальном темпе их производства, сокращение трудо-, энерго- и материальных затрат при обеспечении максимальной надежности эксплуатации дорог и достижение современного уровня экологии дорожно-строительных работ. Поэтому дорожно-строительное машиностроение развивается по пути реализации всё более жестких требований, предъявляемых к машинам современной технологией строительства и эксплуатации дорог с помощью современных материалов и эффективных технологических процессов, автоматизации и компьютеризации проектирования, изготовления и эксплуатации дорожно-строительной техники.

Дисциплина «Дорожные машины» является одним из основных предметов специальности 1–37 02 03 «Техническая эксплуатация погрузочноразгрузочных, путевых, дорожно-строительных машин и оборудования». Вместе с дисциплиной «Строительные машины» она охватывает все основные типы машин, которые используют в дорожном строительстве. В данном курсе рассмотрены следующие группы машин:

- машины для земляных работ;

- машины для устройства, ремонта и содержания автомобильных дорог. В первой части предлагаемого учебника рассмотрены машины для земляных работ, которые находят наибольшее применение в дорожном строительстве страны. Материал учебника базируется на лекционных курсах по дисциплинам, которые читаются авторами на протяжении нескольких лет

в Белорусском государственном университете транспорта, а также на материалах учебного пособия, изданного в 2010 году (Довгяло В. А., Бочкарев Д. И. Дорожно-строительные машины. В 2 ч. Ч. І. Машины для земляных работ. Гомель: БелГУТ, 2010. — 250 с.) и существенно дополненного. В нем рассмотрены современные машины и комплексы машин для земляных работ, приведены сведения о конструкциях приводов и передач, применяемых в дорожной технике, ходовых устройствах и системах управления, даны расчетные схемы и методики определения основных параметров.

Для изучения конструкции и устройства машин приведена обширная информация по классификации, принципам действия и особенностям конструкции рабочих органов и специфики взаимодействия с грунтами машин для земляных работ, которые выпускают и используют в Беларуси. По каждой группе рассмотрены наиболее характерные или распространенные типы машин, которые дают представление об основных тенденциях их развития. Приведены методики расчета ряда параметров машин, которые целесообразно использовать на практических занятиях и при работе над курсовым и дипломным проектами.

Рассмотрены принципы и средства автоматизации основных дорожностроительных машин для повышения производительности и качества земляных работ.

Даже по приведенному перечню рассматриваемых вопросов становится очевидным, что изучение дорожно-строительных машин требует высокого уровня подготовки студентов, основанной на знаниях, полученных при изучении физико-математических и общетехнических дисциплин.

Авторы надеются, что учебник поможет студентам, курсантам, магистрантам и слушателям курсов повышения квалификации более качественно усвоить лекционный материал и подготовиться к курсовому и дипломному проектированию.

#### **ВВЕДЕНИЕ**

**3**емляные работы являются первым этапом дорожного, промышленного и гражданского строительства, от качества выполнения которых во многом зависит долговечность строительных объектов.

Технологический процесс открытых земляных работ состоит из следующих операций:

- 1) подготовка грунта к разработке (рыхление, удаление камней, корчевание пней, срезание кустарника и др.);
- 2) разработка грунта (отделение части грунта от массива и извлечение этой разрушенной части грунта);
  - 3) транспортирование грунта (перемещение к месту укладки);
  - 4) укладка грунта в земляные сооружения (или в отвал);
- 5) планировка и уплотнение (для придания необходимой прочности, плотности и деформационной устойчивости) грунта.

Каждая операция требует применения специализированных машин, оснащенных необходимым рабочим оборудованием. При этом современные технологические процессы разработки грунта базируются на комплексной механизации земляных работ, что обусловливает дополнительные требования к машинам в составе комплектов и комплексов. Технология и организация земляных работ, климатические условия, состояние грунта, объемы и площадь разработки, размеры и конструкция земляных сооружений (насыпей, выемок, котлованов и др.), влияют на выбор машины или состава комплекта. Для повышения эффективности подбора и комплектации системы машин, обеспечивающей выполнение необходимых работ, используют их градацию на группы, типы и типоразмеры.

- для подготовительных и вспомогательных работ;
- землеройных;
- землеройно-транспортных;
- грунтоуплотняющих.

**Машины** для подготовительных и вспомогательных работ обеспечивают подготовку площадки, на которой будут производить земляные работы, в частности ее расчистку от кустарника, валунов, пней, а также предварительное рыхление грунтов повышенной прочности. В эту группу входят кусторезы, корчеватели, рыхлители.

Землеройные машины предназначены для выполнения преимущественно одной операции — отделения грунта от массива (и перемещения за счет

энергии своего двигателя). Расстояние, на которое перемещают грунт, определяется размерами конструктивных элементов машин. К этой группе относятся экскаваторы различных типов: одноковшовые (машины циклического действия) и многоковшовые (машины непрерывного действия).

Землеройно-транспортные машины предназначены для разработки грунта во время их движения под действием тягового усилия. Поэтому их оснащают соответствующим рабочим нагрузкам ходовым оборудованием. Расстояние, на которое перемещается грунт, не зависит от размеров элементов конструкций машин. К этой группе относят бульдозеры, скреперы, автогрейдеры и одноковшовые погрузчики.

*Грунтоуплотняющие машины* обеспечивают уплотнение предварительно разработанного грунта, уложенного в земляные сооружения (насыпи, дамбы, земляные плотины) или на дорожном полотне для придания ему достаточных плотности и прочности, обусловливающих деформационную устойчивость сооружений. Этим целям служат катки, трамбующие и вибрационные машины.

Напомним, что машины для открытых земляных работ классифицируют в основном с использованием индексации, оставшейся с советских времен. По этой классификации индекс машины включает буквенную и цифровую части. Буквенная часть обозначает подгруппу или вид машины. Так, машины для подготовительных и вспомогательных работ имеют буквенный индекс ДП; землеройные машины разделяют на несколько подгрупп: строительные одноковшовые экскаваторы — ЭО, экскаваторы траншейные цепные — ЭТЦ, экскаваторы траншейные роторные — ЭТР; землеройно-транспортные машины — ДЗ; грунтоуплотняющие машины — ДУ. Цифровая часть индекса является порядковым номером их регистрации и не дает информации о технических характеристиках машины, за исключением одно- и многоковшовых экскаваторов) вряде случаев (например, для одноковшовых экскаваторов) параллельно используют европейскую индексацию. Многие предприятия на постсоветском пространстве перешли на другие виды индексации, которые включают аббревиатуру компании-производителя или индексы, характеризующие типоразмер или подгруппу машин по собственной классификации.

Помимо перечисленных машин, обеспечивающих открытые земляные работы, имеется группа машин и механизмов для закрытой разработки грунта. Бестраншейная прокладка подземных коммуникаций давно стала в цивилизованных странах одной из наиболее востребованных технологий земляных работ. В ряде стран на законодательном уровне запрещено использование открытых земляных работ для прокладки коммуникаций в городских условиях. Горизонтальное бурение, прокол, продавливание и другие методы бестраншейной прокладки коммуникаций позволяют эффективно разрабатывать грунт под естественными и искусственными препятствиями,

не нарушая сложившуюся наземную инфраструктуру сооружений, дорог и других объектов. Информация о машинах и механизмах для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций изложена в практикуме [6] и других учебных изданиях, представленных в списке литературы.

Т и п ы машин в каждой упомянутой группе различаются конструкцией основных элементов. Например, в группе землеройных машин — это одно- и многоковшовые экскаваторы, в группе землеройно-транспортных машин — бульдозеры, скреперы, автогрейдеры.

В рамках одного типа создают типоразмерный ряд машин, которые имеют одинаковую конструкцию, но различаются размером рабочего органа или другим характерным признаком (например, одноковшовые экскаваторы различают по вместимости ковша, бульдозеры – по длине отвала и т. д.). Именно размер рабочего органа (или оборудования) в конечном счете определяет производительность, мощность, массу и другие технико-экономические показатели машин. Отметим, что типоразмерный ряд содержит наиболее выгодное число машин, которое, с одной стороны, обеспечивает наибольшую производительность земляных работ, а с другой – требует минимальных затрат на производство машин.

В некоторой степени приведенная классификация (как и любая другая) условна, поскольку приводы, ходовые устройства и другие механизмы современных машин позволяют использовать одну и ту же машинную базу для работы с различными по назначению видами рабочего сменного оборудования. Между тем она позволяет выявить основные конструктивные и технологические различия между разными группами и типами машин в рамках общего подхода к узлам и агрегатам машин.

При выборе машины для земляных работ, при определении ее конкурентоспособности необходимо иметь представление о качестве, техническом и эксплуатационном уровне. Качество машины характеризует широкий спектр свойств, которые обусловливают ее пригодность удовлетворять требованиям потребителя. К числу основных потребностей относят обеспечение предельно возможной производительности и высокого качества работ при минимальной стоимости машиносмены, сокращение трудо-, энерго- и материальных затрат при достижении современного уровня экологической безопасности земляных работ. Поэтому машиностроение развивается по пути удовлетворения всё более жестких требований, предъявляемых к машинам современными технологиями строительства. Их можно реализовать только с использованием достижений в области материаловедения и технологии матералов, компьютеризации и автоматизации проектирования, изготовления и эксплуатации техники.

В общем случае для оценки уровня продукции машиностроения, в том числе машин и оборудования для земляных работ, используют Единую систему конструкторской документации (ЕСКД), составляя карту техническо-

го уровня и качества. Показатели, определяющие качество и эффективность использования машин, охватывают их технико-экономические, конструктивные, эксплуатационные и технологические характеристики.

Одной из основных характеристик машины является ее производительность. Она же является базовой при определении показателей ресурсосбережения.

**Производительность** — это количество продукции, выраженное в единицах объема, массы, площади или длины, которое машина производит в единицу времени (например, количество вынутого, перемещенного или уложенного грунта в  ${\rm M}^3$ /ч или т/ч; площадь уплотненной поверхности в  ${\rm M}^2$ /ч; протяженность разработанной траншеи в  ${\rm M}$ /ч и др.).

Различают три вида производительности: *теоретическую*, *техническую и эксплуатационную*.

**Теоремическая производимельность** машины (ее также называют расчетной или конструктивной) — это максимально возможная производительность, которая определяется только конструктивными параметрами машины и свойствами среды, с которой машина взаимодействует.

Для машин циклического действия,  $M^3/\Psi$  или  $T/\Psi$ ,

$$\Pi_{_{\rm T}} = \frac{V}{T_{_{\rm II}}} \qquad \text{или} \qquad \Pi_{_{\rm T}} = \frac{\rho V}{T_{_{\rm II}}} \,, \label{eq:pi_T}$$

где V – объем материала,  $M^3$ ;

 $\rho$  – его плотность, т/м<sup>3</sup>;

 $T_{\rm ц}$  – время цикла, ч.

Для машин непрерывного действия,  $M^2/\Psi$  или  $M^3/\Psi$ ,

$$\Pi_{\mathrm{T}} = B v$$
 или  $\Pi_{\mathrm{T}} = F v$ ,

где B — ширина захвата материала рабочим органом машины, м;

F – расчетное сечение потока материала,  $M^2$ ;

v – расчетная рабочая скорость перемещения машины или материала, м/ч.

Увеличение производительности машины является одним из наиболее важных средств повышения темпов земляных работ в строительстве. Как видно из приведенных формул,  $\Pi_{\rm T}$  обратно пропорциональна времени рабочего цикла для машин циклического действия и прямо пропорциональна скорости для машин непрерывного действия. Именно сокращение периода рабочего цикла и увеличение рабочих скоростей, наряду с ростом силовых параметров, относят к наиболее эффективным методам увеличения производительности.

**Техническая производительность** машины — это ее максимально возможная производительность с учетом снижения энергетических показателей машины и степени использования рабочего оборудования, изменения

свойств разрабатываемых материалов. Потери и изменение структуры материала в результате воздействия рабочих органов, снижение мощности и скорости рабочих операций, а также снижение эффективности рабочего оборудования характеризуются различными коэффициентами (например, коэффициентом наполнения ковша или бункера, коэффициентом разрыхления и коэффициентом уплотнения материала и др.), которые приближают техническую производительность к реальной. Техническую производительность определяют через теоретическую по формуле

$$\Pi_{\text{Tex}} = \prod_{i=1}^{n} \kappa_i \Pi_{\text{T}} ,$$

где  $\prod_{i=1}^{n} \kappa_{i}$  – произведение коэффициентов, учитывающих соответствующие

потери и изменения (мощности, скорости, структуры материала и др.).

Эксплуатационная производительность машины — это ее наиболее близкая к реальной производительность, которая учитывает только объективные потери рабочего времени машины (на техобслуживание, ремонт, заправку топливом, перемещения от базы к месту работы или от одного объекта к другому). Эти потери оценивают коэффициентом использования машины по времени  $\kappa_{\rm B}$  (в основном  $\kappa_{\rm B}=0.80...0.90$ ). Эксплуатационную производительность определяют через техническую по формуле

$$\Pi_{2} = K_{B}\Pi_{Tex}$$
.

Эксплуатационная производительность бывает *часовой*, *сменной* и *годовой*. Годовая  $\Pi_9$  учитывает сезонность работы и годовой фонд времени машины. Чаще всего используют сменную  $\Pi_9$ , которая характеризует количество часов работы машины в смену.

Следует отметить, что точность определения эксплуатационной производительности машины является важной задачей, решение которой влияет на организацию и технологию земляных работ, выбор типоразмера машины и комплекта на ее основе. Для повышения точности оценки производительности используют разные методики, которые учитывают различные факторы, сопутствующие разработке грунта машинами, с целью максимального приближения расчетных показателей к реальным. В практикуме [6] приведен ряд вариантов расчета эксплуатационной производительности, которые показывают различные подходы к оценке этой важной характеристики машины.

Производительность является *базовой характеристикой* при определении ряда параметров машины. Весьма важными являются показатели, характеризующие ресурсы (трудовые, энергетические, материальные и др.), которые затрачивают для достижения заданной производительности.

Удельная энергоемкость машины (иногда ее называют удельной мощностью) — это отношение суммарной мощности установленных на машине двигателей к эксплуатационной (сменной) производительности:

$$N_{\rm yg} = \frac{N}{\Pi_{\rm p}}$$
,

гле N — мошность двигателей.

Удельная материалоемкость машины — это отношение ее массы к эксплуатационной (сменной) производительности:

$$m_{yz} = \frac{m}{\Pi_2}$$

где *m* – масса машины.

Соответственно, чем меньше значения  $N_{\rm уд}$  и  $m_{\rm уд}$ , тем выше уровень энерго- и материалосбережения.

Эффективность новой модели машины по фактору ресурсосбережения можно оценить, сопоставляя ее показатели с аналогичными характеристиками базовой модели. За критерий сопоставления можно взять удельные показатели энерго- и материалоемкости в натуральных единицах измерений:

$$\begin{split} \Delta N_{\rm ym} &= N_{\rm ym}^{\rm hob} - N_{\rm ym}^{\rm 6}; \\ \Delta m_{\rm ym} &= m_{\rm ym}^{\rm hob} - m_{\rm ym}^{\rm 6}; \end{split}$$

где  $N_{\rm yd}^{\rm HoB}$ ,  $N_{\rm yd}^{\rm G}$  – удельная энергоемкость новой и базовой модели машины;

 $m_{{
m y}{
m J}}^{{
m HoB}}$  ,  $m_{{
m y}{
m J}}^{6}$  – удельная материалоемкость новой и базовой модели машины.

Кроме того, в качестве показателя эффективности можно использовать относительные характеристики энерго- и материалоемкости:

$$\Delta N_{yz} = \frac{N_{yz}^{\text{HOB}} - N_{yz}^{6}}{N_{yz}^{6}} \cdot 100 \%,$$

$$\Delta m_{\rm y, I} = \frac{m_{\rm y, I}^{\rm HOB} - m_{\rm y, I}^6}{m_{\rm y, I}^6} \cdot 100 \% . \label{eq:delta_m_y_I}$$

Этими критериями можно также воспользоваться для оценки эффективности модернизации или реконструкции машины, сопоставляя абсолютные и относительные показатели удельной энерго- и материалоемкости машины до и после модернизации.

Кроме того, одним из факторов ресурсосбережения являются трудозатраты при эксплуатации машины.

Себестоимость механизированных работ — это отношение стоимости машино-смены (т. е. суммы затрат по эксплуатации машины за смену) к эксплуатационной (сменной) производительности:

$$C_{yx} = \frac{C}{\Pi_2}$$
,

где C – стоимость машино-смены.

**Выработка на одного рабочего** — это отношение эксплуатационной (сменной) производительности к числу рабочих, занятых управлением и обслуживанием машины:

$$\Pi_{yx} = \frac{\Pi_{s}}{n_{n}},$$

где  $n_p$  — число рабочих.

Отметим, что показатель выработки  $\Pi_{yд}$  совпадает с  $\Pi_{9}$ , если  $n_{p} = 1$ .

К этим показателям следует добавить энергонасыщенность машины E, которая характеризует ее удельные энергетические возможности и связывает мощность силовой установки с массой машины:

$$E=\frac{N}{m}$$
.

Производство машин для земляных работ, как и другие отрасли машиностроения, развивается по пути ресурсосбережения и повышения экологической безопасности. К числу основных направлений следует отнести:

- совершенствование методов и средств повышения безопасности эксплуатации, эргономических и экологических характеристик машин;
- снижение удельных показателей энергоемкости за счет совершенствования систем привода машин;
- снижение удельных показателей материалоемкости за счет применения материалов с высокими и стабильными физико-механическими характеристиками и ресурсосберегающих технологий их обработки;
- повышение надежности деталей и сборочных единиц машин конструктивными и технологическими методами;
- создание многоцелевых и многофункциональных машин на унифицированной базе с набором легкосъемных рабочих органов различного назначения;
- расширение диапазона типоразмерных рядов путем разработки как малогабаритной техники, так и машин большой единичной мощности;
- увеличение степени применения автоматизированных и роботизированных систем управления на основе компьютерной и микропроцессорной техники;

 – расширенное применение методов унификации, блочной компоновки и агрегатирования.

Современные требования к экологической безопасности техники заставляют пересмотреть традиционные методы проектирования и конструирования машин и использовать комплексный системный подход к задачам их создания и функционирования. Этот подход основан на концепции полного жизненного пикла машин.

Напомним, что жизненный цикл машины включает следующие этапы:

- *маркетинг*, т. е. изучение спроса и потребности в такой машине и формулирование конкретных требований к ней;
- научно-исследовательскую работу (включая патентную проработку)
   по определению оптимальных показателей создаваемой машины;
- проектирование и конструирование, в том числе разработку проекта экспериментальной машины, ее изготовление и испытания, внесение изменений в конструкцию и проектирование серийного образца с последующими испытаниями;
- производство машины, в том числе технологическую подготовку производства (сырье, комплектующие изделия, информационно-методическое обеспечение, технологическое оборудование и др.) и выпуск необходимой серии;
- эксплуатацию машины, которая включает комплекс технических обслуживаний, текущих и капитальных ремонтов для поддержания работоспособности;
  - утилизацию после списания.

Концепция полного жизненного цикла машины состоит в том, что экологическая безопасность является приоритетным звеном взаимосвязи всех этапов ее жизненного цикла, а эффективность утилизации является основой мероприятий по экологической безопасности. Требования к экологической безопасности регламентированы в серии международных стандартов ISO 14000 «Система экологического управления». В основе этих требований лежит принцип «конструирование для экологии» (Design for the Environment), который свидетельствует о важности экологического аспекта создания и функционирования машин, когда уже на этапе их проектирования планируются мероприятия (материаловедческие, конструкторские, технологические и эксплуатационные) для обеспечения экологической безопасности и энергосбережения.

При этом следует учитывать, что комплекс функциональных параметров и эксплуатационных характеристик машины закладывают при ее проектировании и конструировании, реализуют при изготовлении и поддерживают при эксплуатации.

Отечественные машины также разрабатывают и развивают с учетом основных положений международных стандартов, что является основой их кон-

курентоспособности. Задача разработчиков при проектировании и конструировании состоит в создании новой машины, обладающей не только повышенными технико-экономическими, конструктивными и эксплуатационными показателями по сравнению с существующими машинами аналогичного назначения, но и экологической совместимостью с внешней средой.

Техника постоянно совершенствуется, и то, что совсем недавно считалось верхом совершенства, через непродолжительное по историческим меркам время устаревает. Между тем основные физические принципы, заложенные в конструкции основных систем машин и их взаимодействии между собой, остаются неизменными.

Создание любой транспортно-технологической машины, в том числе для земляных работ, обладающей высоким уровнем потребительских свойств, является сложным творческим процессом, который требует от специалистов (инженеров, конструкторов, дизайнеров, технологов) разносторонних знаний. Соответственно, будущие инженеры-механики, связывающие свою карьеру с проектированием, модернизацией и эксплуатацией строительных, дорожных, подъемно-транспортных, путевых и других транспортнотехнологических машин, должны учитывать уровень техники, оснащенной многофункциональными рабочими органами, адаптивной гидравликой, электронными системами управления и способной выполнять широкий спектр работ в автоматизированном режиме.

# ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ И ХОДОВЫХ СИСТЕМ МАШИН С ГРУНТАМИ

#### 1.1 Основные свойства грунта как объекта разработки

**рунтами** называют поверхностные горные породы, сформированные под воздействием внешних природных факторов (температуры, воды и газов).

Верхний слой грунтов, имеющий растительный покров и обогащенный гумусом, называют nочвой.

Грунты являются наиболее доступными и относительно дешевыми дорожно-строительными материалами. Их используют как при создании земляного полотна, так и при формировании некоторых типов дорожной одежды. Поэтому физико-механические и другие свойства грунтов оказывают значительное влияние на прочность и устойчивость земляного полотна и, в конечном счете, на долговечность и работоспособность дорожных покрытий.

Грунт как объект разработки представляет собой многофазную систему, состоящую из минеральных частиц различных размеров и химического состава, промежутки между которыми заполнены воздухом, водой или льдом.

Вода в грунтах может находиться в жидком, твердом (лед) и газообразном состояниях. Жидкая вода в грунте может быть связанной, удерживаемой на поверхности частиц электрическими, молекулярными и адсорбционными силами, и свободной (гравитационной), перемещающейся в порах под действием собственной силы тяжести.

Tвердые минеральные частицы — это разнообразные по форме, составу и размерам (от нескольких сантиметров — галечники — до долей микрометров — дисперсные глины) твердые минеральные зерна.

Эффективность работы машины для земляных работ зависит от свойств грунта. Очень важно знать сопротивления, которые оказывает грунт рабочим органам машины, а также зависимость этих сопротивлений от различных факторов (скорости воздействия, формы и размеров рабочих органов и др.). Только при полном учете свойств грунтов возможно сочетание высокого качества земляных работ и оптимального темпа их производства.

Свойства грунта зависят от его плотности и гранулометрического состава, влажности, температуры и ряда других параметров.

В дорожном строительстве используют классификацию грунтов, заложенную в стандарте ГОСТ 25100–95. В соответствии с ней грунты разделяют на два класса – *скальные* и *нескальные*.

*Скальные* грунты отличаются высокой прочностью и представляют собой твердые образования, свойства которых не меняются даже при длительном насыщении водой. К ним относятся магнетические породы, возникающие при остывании расплавленной магмы, а также породы, которые принадлежат к другим классам (осадочным — известняки, метаморфическим — мраморы).

Скальные грунты под действием физических, химических и механических процессов разрушаются, образуя легко распадающиеся в воде несцементированные или очень слабо сцементированные частицы или обломки. Их принято называть *нескальными грунтами*.

**Нескальные** грунты разделяют на крупнообломочные, песчаные и глинистые.

*Крупнообломочные* грунты – это смеси несцементированных частиц горных пород размером более 2 мм, которые содержат более 50 мас. % таких частиц.

*Песчаные* грунты – это смеси несцементированных частиц горных пород размером 0,05–2,0 мм, которые содержат более 50 мас. % таких частиц.

*Глинистые* грунты — это недренирующие грунты, монолитные или комковатые в сухом и пластичные во влажном состоянии, содержащие более 3 мас. % частиц размером менее  $0{,}005$  мм.

Основной объект разработки – это песчаные, глинистые и крупнообломочные грунты. Поэтому рабочие органы машин для земляных работ рас-

Рисунок 1.1 – Динамический плотномер:

1 — наконечник; 2 — ограничитель; 3 — груз; 4 — шток; 5 — рукоятка

считывают обычно на преодоление сопротивлений при разработке именно этих грунтов.

Скальные грунты перед разработкой предварительно разрушают и рыхлят, как правило, взрывными методами. Такая подготовка снижает их сопротивление разработке до уровня сопротивления крупнообломочных грунтов, что позволяет использовать соответствующие машины.

Подобная классификация грунтов облегчает выбор рациональных методов их разработки, но не позволяет учитывать их свойства в расчетах. Для точного выбора параметров рабочих органов машин важно знать количественные характеристики всех грунтов, которые разрабатываются машинами для земляных работ.

В настоящее время принята классификация, предложенная А. Н. Зелениным, которая дает количественную оценку грунтов по трудности их разработки. В ее основе лежит оценка физического состояния грунта с помощью динамического плотномера (рисунок 1.1).

Принцип работы плотномера следующий: груз массой 2,5 кг падает с высоты 400 мм на ограничитель, связанный с наконечником плотномера, и погружает его в грунт. Наконечник имеет круглое сечение площадью 1 или 2 см<sup>2</sup>.

В зависимости от числа ударов C, необходимых для погружения наконечника на заданную глубину (100 мм), грунт относят к одной из восьми категорий (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Категории грунта в зависимости от числа ударов плотномера

Катего- рия	Ι	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Число ударов	1–4	5–8	9–16	16–34	35–70	70–140	140–280	280–560

Использование этой классификации для земляных работ стало возможным, поскольку экспериментально была установлена зависимость между числом ударов плотномера и усилием резания различных грунтов:

$$\frac{C_{\text{nn1}}}{C_{\text{nn2}}} = \frac{P_1}{P_2},\tag{1.1}$$

где  $C_{\text{пл1}}$ ,  $C_{\text{пл2}}$  – число ударов динамического плотномера для двух видов грунта;  $P_1, P_2$  – усилия резания в этих грунтах.

Классификация А. Н. Зеленина позволяет классифицировать нескальные грунты, при разрушении которых преобладает пластическое деформирование, а также оценить трудность разработки мерзлых грунтов при различных температурах и влажности. Эта классификацию используют в ряде стандартов. В таблице 1.2 представлена современная версия классификации грунтов по трудности их разработки рабочими органами машин для земляных работ.

Таблица 1.2 – Классификация грунтов по трудности их разработки

Кате- гория Грунты		κ <sub>p</sub> ,	$\kappa_1$ ,	МПа		ρ,
		МПа	лопаты	драглайна	Краз	$\rho$ , $T/M^3$
I	Песок, супесь, суглинок мягкий, средней крепости влажный или разрыхленный без включений	0,012- 0,065	0,018– 0,080	0,03-0,12	1,08– 1,17	1,2–1,5
II	Суглинок без включений, гравий мелкий и средний, глина мягкая влажная или разрыхленная	0,058– 0,130	0,07- 0,18	0,12-0,25	1,14— 1,28	1,4–1,9
III	Суглинок крепкий, глина средней крепости влажная или разрых- ленная, аргиллиты и алевролиты	0,12- 0,20	0,16– 0,28	0,22-0,40	1,24— 1,30	1,6–2,0

Окончание таблицы 1.2

Кате-	F	Kp,	<i>κ</i> 1,	МПа		ρ,	
гория	Грунты	МПа	лопаты	драглайна	Краз	$_{\mathrm{T/M}^3}^{\rho}$	
IV	Суглинок крепкий со щебнем или галькой, глина крепкая и очень крепкая влажная, сланцы, конгломераты	0,18- 0,30	0,22- 0,40	0,28-0,49	1,26– 1,37	1,9–2,2	
V	Сланцы, конгломераты, глина и лесс отвердевшие очень крепкие, мел, гипс, песчаники, известняки мягкие, скальные и мерзлые породы, хорошо взорванные	0,28- 0,50	0,33– 0,65	0,40-0,75	1,30– 1,42	2,2–2,5	
VI	Ракушечники и конгломераты, сланцы крепкие, известняки, песчаники средней крепости, мел, гипс, опоки и мергель очень крепкие	0,40– 0,80		0,55–1,0		2,2–2,6	
VII	Известняки, мерзлый грунт средней крепости	1,0– 3,5	1,2– 4,0	1,4-4,5	1,40– 1,45	2,3–2,6	
VIII	Скальные и мерзлые породы, очень хорошо взорванные (куски не более 0,3 ширины ковша)	-	0,22- 0,25	0,23-0,31	1,4– 1,6	2,5–2,8	
$\Pi$ римечание — $\kappa_{\rm p}$ , $\kappa_{\rm l}$ — удельное сопротивление грунта резанию и копанию соответственно; $\kappa_{\rm pss}$ — коэффициент разрыхления грунта; $\rho$ — плотность грунта.							

Интенсивность разработки грунтов и производительность машин для земляных работ зависят от свойств грунтов. Поэтому необходим анализ характеристик грунтов, которые могут непосредственно влиять на характер их взаимодействия с рабочими органами, а также на параметры этих органов.

#### Наиболее важными характеристиками грунтов являются:

- плотность;
- размер частиц и гранулометрический состав;
- содержание воды;
- механические свойства.

Плотность грунта в естественном состоянии (состоянии залегания)

$$\rho = \frac{m}{V},\tag{1.2}$$

где m — масса грунта, кг;

V – его объем, м<sup>3</sup>.

За счет пор, занятых водой и воздухом, плотность грунта всегда меньше плотности монолитных минералов, из которых состоит грунт: плотность грунтов 1500-2000, а минералов 2400-2800 кг/м $^3$ . Как видно из таблицы 1.2,

с увеличением плотности грунта растет и трудность его разработки рабочими органами машин.

Размер частиц и гранулометрический состав грунта влияют на его физико-механические, физико-химические и другие свойства.

**Размер частиц** влияет на взаимодействие грунта с рабочим органом. Чем меньше размеры частиц, тем больше их удельная поверхность (на единицу объема) и, соответственно, больше площадь взаимодействия с поверхностью рабочих органов машин.

Дорожные грунты по размеру (крупности) частиц разделяют на следующие фракции, мм:

```
валуны >200;
галька 70–200;
гравий 2–70;
песчаные частицы 0,05–2,0;
пылеватые частицы 0,005–0,05;
глинистые частипы <0,005.
```

Грунты состоят из частиц различной крупности (размера), состав грунта также влияет на его свойства и степень взаимодействия с рабочими органами машин. Соотношение частиц различного размера в грунте характеризуется его гранулометрическим составом.

*Гранулометрический состав грунта* – это относительное (в процентах) содержание в нем частиц различного размера, отнесенное к общей массе грунта.

В дорожной классификации грунтов с учетом их гранулометрического (зернового) состава рассматривают три основных класса – *крупнообломочные*, *песчаные* и *глинистые*.

В свою очередь, крупнообломочные грунты подразделяют на два вида, отличающиеся зерновым составом, – *щебенистые* и *дресвяные*.

Песчаные грунты подразделяют на *гравелистые, крупные, средней крупности, мелкие* и *пылеватые,* которые отличаются друг от друга крупностью и зерновым составом.

Глинистые грунты по содержанию глинистых частиц (ГЧ) разделяют на следующие виды:

```
- легкие супеси (содержание ГЧ составляет 3–8 мас. %);
- тяжелые супеси (8–12 мас. %);
- легкие суглинки (12–18 мас. %);
- тяжелые суглинки (18–25 мас. %);
```

– глины (> 25 мас. %).

В основе дорожной классификации глинистых грунтов (таблица 1.3), которые существенно влияют на долговечность рабочих органов, лежит их разделение по крупности на песчаную, пылеватую и глинистую фракции с обоснованием их пригодности для дорожного строительства.

тиолици 1.5 – дорожная классификация глинистых грунтов								
	Разновидности	Песча	ные частицы	Пригодность грунтов				
Грунт		размер, мм	содержание,	для строительства				
	грунта	размер, мм	мас. %	земляного полотна				
Супесь	Легкая, крупная	2,0-0,25	> 50	Весьма пригодна				
	Легкая	2,0-0,05	> 50	Пригодна				
	Пылеватая	2,0-0,05	20-50	Мало пригодна				
	Тяжелая, пылеватая	2,0-0,05	< 20	Не пригодна				
Суглинок	Легкий	2,0-0,25	> 40	Пригоден				
	Легкий, пылеватый	2,0-0,05	< 40	Мало пригоден				
	Тяжелый	2,0-0,05	> 40	Пригоден				
	Тяжелый, пылеватый	2,0-0,05	< 40	Мало пригоден				
Глина	Песчаная	2,0-0,25	> 40	Пригодна				
	Пылеватая	2,0-0,05	< 40	Не пригодна				
	Жирная	2,0-0,05	Не нормируется	Не пригодна				

Таблица 1.3 – Дорожная классификация глинистых грунтов

Как уже было отмечено, размеры частиц влияют как на технологию разработки грунта, так и на степень его взаимодействия с рабочим органом. Крупнообломочные грунты разрабатывают захватом, подбором или зачерпыванием кусков. Их сопротивление разработке не зависит от минерального состава, а определяется массой, формой и механическим зацеплением кусков. С уменьшением размеров растет удельная поверхность и соответственно силы взаимодействия частиц. Помимо этого, растут силы взаимодействия с поверхностью рабочих органов, что проявляется в липкости и внешнем трении грунтов.

**Разрыхляемость** — это свойство грунта увеличивать свой объем при разработке (при постоянной массе). Его характеризуют коэффициентом разрыхления

$$\kappa_{\text{pa3}} = \frac{V_{\text{p}}}{V},\tag{1.3}$$

где  $V_{\rm p},\ V$  – объемы грунта после рыхления и в состоянии залегания соответственно, м<sup>3</sup>.

Величина коэффициента разрыхления к<sub>раз</sub> зависит от свойств грунта (для глин он больше, чем для песка). Его используют при оценке вместимости ковшей, отвалов и других емкостей. Как видно из таблицы 1.2, коэффициент разрыхления может принимать значения от 1,1 до 1,6, при этом минимальные значения соответствуют грунту первой категории.

**Влажность** грунта характеризуют количеством жидкости, содержащейся в порах частиц грунта. Ее оценивают как отношение массы воды, находящейся в грунте, к массе сухого грунта (высушенного при 105 °C до постоянной величины):

$$W = \frac{m_{\rm B\Gamma} - m_{\rm c\Gamma}}{m_{\rm c\Gamma}} = \frac{m_{\rm B}}{m_{\rm c\Gamma}},\tag{1.4}$$

где  $m_{\rm BF},\ m_{\rm cr},\ m_{\rm B}$  — масса влажного и сухого грунта, а также воды соответственно, кг.

Влажность определяет состояние связных грунтов. Связным называют грунт, имеющий свойство сопротивляться разделению на отдельные частицы под действием внешних нагрузок.

В зависимости от содержания глинистых частиц в грунте и количества воды в его порах связный грунт может находиться в *твердом, пластичном* или *текучем состоянии*.

Твердое состояние грунта характеризуют отсутствием в нем свободной воды. Поэтому глинистый грунт в твердом состоянии представляет собой сплошной плотный массив или отдельные куски. Пластичное — изменением его формы под внешней нагрузкой без появления трещин (т. е. без разрушения) и ее сохранением после снятия нагрузки. В этом состоянии вода играет роль смазочной среды, обеспечивающей деформацию глинистого грунта без разрыва его сплошности. Текучее — наличием свободной воды в его порах.

Пластичность грунтов связана с размером частиц и зависит в основном от содержания глинистых частиц. Чем меньше размер и больше их однородность, тем выше пластичность. Ее характеризуют *числом пластичности*  $\omega_{\text{п}}$ , мас. %, т. е. разностью влажностей грунта, относящихся к границам перехода в текучее и твердое состояние:

$$\omega_{\rm II} = \omega_{\rm T} - \omega_{\rm p},\tag{1.5}$$

где  $\omega_{\text{\tiny T}}$  – влажность на границе текучести (влажность грунта с водой, в который свободно погружается индентор), мас. %;

 $\omega_p$  – влажность на границе раскатывания (влажность грунта, при которой он начинает крошиться), мас. %.

Соответственно, грунт при влажности, большей предела текучести, – это вязкая жидкость. Если влажность находится между границами текучести и пластичности, то он пастообразен. Если влажность ниже границы пластичности, грунт находится в твердом состоянии.

Таким образом, влажность оказывает значительное влияние на прочностные свойства грунтов, на их способность уплотняться под воздействием внешней нагрузки, что следует учитывать в дорожном строительстве.

### 1.2 Сопротивления грунта воздействию рабочего органа

При взаимодействии рабочего органа с грунтом возникает ряд сил сопротивления его воздействию, которые следует учитывать при проектировании машин.

Рабочие органы машин, воздействуя на грунты, вызывают в них внутренние механические напряжения, деформации и, в конечном счете, разрушения. Прочностные свойства грунтов обеспечивают их сопротивление только силам сжатия и сдвига.

При длительном воздействии на грунт внешних *сжимающих сил*, не вызывающих его разрушения, в нем возникают деформации, которые характеризуют *общим модулем деформации*  $E_{\text{деф}}$ . Этот модуль является одной из основных деформационно-прочностных характеристик грунта при расчетах толщины

слоев дорожной одежды. Его определяют для связного (глинистого) грунта при вдавливании в него цилиндрического штампа по формуле

$$E_{\pi e \phi} = \frac{p}{\lambda},\tag{1.6}$$

где p — удельная нагрузка,  $p = \frac{P}{F}$ , P — общая нагрузка на штамп, H;

F – площадь основания штампа,  $F = 5.10^{-4}$  м<sup>2</sup>;

 $\lambda$  — относительная деформация грунта,  $\lambda = \frac{S}{d}$ , S — осадка штампа, м; d – диаметр основания штампа, м.

Сопротивление грунта совигу – это способность грунта сопротивляться касательным напряжениям. Она зависит от сил внутреннего трения и сцепления частиц, а также от плотности и размера частиц грунта, глубины резания и других параметров.

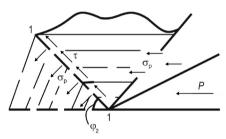


Рисунок 1.2 – Воздействие на грунт рабочим органом (клином)

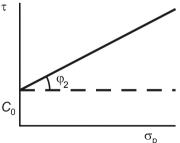
При воздействии на грунт рабочим органом (клином) с силой P на передней грани клина развиваются напряжения ор, которые, в свою вызывают касательные очередь, напряжения  $\tau$  на поверхности 1-1. Под действием этих напряжений начинается разрушение грунта путем грунта ПО поверхности сдвига скольжения 1-1 (рисунок 1.2) под углом Ф2.

Установлено, что угол внутреннего трения ф2 соответствует углу естественного откоса свободно насыпного грунта, т. е. является характеристикой внутреннего трения частиц грунта.

Для инженерных расчетов принято, что предельное сопротивление грунта сдвигу т является линейной функцией нормального напряжения ор по поверхности сдвига, что выражается уравнением Кулона (рисунок 1.3):

$$\tau = C_o + tg\varphi_2\sigma_p = C_o + f_2\sigma_p, \qquad (1.7)$$

где  $C_{\rm o}$  – предельное сопротивление сдвигу при отсутствии нормальных наг-ру Рисунок 1.3 – Графическая харакления, обусловленного аутогезион грунта между собой), МПа;



теристика уравнения Кулона

 $\phi_2$  — угол внутреннего трения;

σ<sub>р</sub> – нормальное напряжение на поверхности сдвига, МПа;

 $f_2$  – коэффициент внутреннего трения частиц,  $f_2 = \text{tg}\phi_2$ .

Угол естественного откоса — это угол основания конуса, образованного при свободном просыпании на горизонтальную поверхность разрыхленного грунта. Для песка этот угол принимают равным углу внутреннего трения в интервале 28—35°, верхний предел которого соответствует влажному грунту.

В таблице 1.4 приведены основные характеристики наиболее распространенных грунтов, в том числе упомянутые в формулах (1.7)–(1.9).

**Сопромивление внешнему трению** относится к числу наиболее существенных факторов рабочего процесса машин. Его характеризуют коэффициентом внешнего трения между грунтом и поверхностью рабочих органов, т. е. коэффициентом трения грунта по металлу:

$$f_1 = \mathsf{tg}\varphi_1,\tag{1.8}$$

где  $\phi_1$  — угол внешнего трения.

Таблица 1.4 – Некоторые характеристики грунтов

Показатель		Значение	показателя для	
показатель	песка	супеси	суглинка	глины
Плотность, $T/M^3$	1,8	2,0	2,1	2,1
Число ударов плотномера С	1	6	12	16
Сцепление $C_0$ , МПа	ı	0,01	0,03	0,09
Угол внутреннего трения				
грунта φ2, град	29	27	25	23
Угол внешнего трения				
грунта по стали φ1, град	27	27	29	33
Коэффициент трения				
грунта:				
по грунту $f_2$	0,7	0,7	0,8	0,9
по стали $f_1$	0,5	0,5	0,55	0,65
Коэффициент сцепления:				
гусениц с грунтом	0,90	1,0	1,0	1,0
колес с грунтом	0,90	0,95	0,95	0,95
Коэффициент сопротив-				
ления перемещению $f$ :				
гусениц по грунту	0,12	0,07	0,07	0,08
колес по грунту	0,12	0,10	0,10	0,10

Угол внешнего трения (угол трения грунта по металлу)  $\phi_1$  зависит от свойств как грунта, так и металла. Для перемещения металлической пластины, имеющей силу тяжести G, по поверхности грунта к ней необходимо приложить силу  $F_{\rm rp}$  (на рисунке 1.4 – сила T), которая затрачивается на преодоление трения.

Углом внешнего трения  $\phi_1$  считают угол, на который отклоняется равнодействующая R сил, действующих на пластину. Тогда силу  $F_{\rm тp}$  находят по формуле

$$F_{\rm TP} = \mathsf{tg}\varphi_1 G = f_1 G. \tag{1.9}$$

Как правило, в качестве  $f_1$  в инженерных расчетах принимают коэффициент трения грунта по стали (см. таблицу 1.4). Отметим, что он не связан с коэффи-



циентом внутреннего трения  $f_2$ , который характеризует взаимодействие частиц грунта между собой. Хотя до сих пор предпринимаются многочисленные попытки установить связь между внутренним и внешним трением. Величина коэффициента  $f_1$  зависит от многих факторов (влажности и размера частиц грунта, условий приложения нагрузки и т.п.) и изменяется в широком диапазоне (от 0,1 до 1,0).

Абразивная характеристика (абразивность) грунта— это свойство грунта изнашивать элементы рабочего и ходового оборудования в результате трения его частиц. Она зависит от наличия и количества в грунте частиц повышенной твердости. Абразивное изнашивание происходит в результате микрорезания или многократного деформирования металла частицами твердых материалов (гравия, щебня, песка). С увеличением нагрузки и размеров частиц величина износа металла возрастает, а с увеличением твердости металла снижается.

Для количественной оценки абразивности грунта часто используют характеристику относительного износа материала рабочего органа, с которым контактирует грунт,  $\kappa r/m^2$ :

$$\Delta = \frac{I}{LB},\tag{1.10}$$

где I — износ рабочего органа по массе, кг;

L – длина пути трения, на котором зарегистрирован износ I, м;

B — ширина рабочего органа, м.

Большое влияние на производительность земляных работ оказывает *липкость*, которая свойственна большинству пластичных грунтов при достаточной влажности и малом содержании песка, т. е. для супесей, суглинков и глин. Величину усилий, затрачиваемых на преодоление налипания грунта на режущий орган, определяют по формуле

$$P_{\pi} = p_{\pi}F, \tag{1.11}$$

где  $P_{\pi}$  – сила налипания, H;

 $p_{\pi}$  – величина удельного налипания,  $H/M^2$ ,

$$p_{_{\Pi}} = \begin{cases} 70...80 - \text{для глин,} \\ 50...70 - \text{для суглинков;} \end{cases}$$

F – площадь поверхности контакта рабочего органа машины с грунтом, м<sup>2</sup>. В расчетах целесообразно учитывать усилия, затрачиваемые на преодоление налипания грунта на рабочий орган, по формуле (1.11).

#### 1.3 Резание и копание грунта

**Резанием грунта** называют процесс механического отделения части грунта от массива при помощи рабочего органа. Этот процесс сопровождается деформацией грунта и преодолением сил сцепления частиц грунта, а также сил трения.

При взаимодействии рабочих органов с грунтом развиваются силы, которые влияют на производительность земляных работ, от них зависит работоспособность и надежность рабочих органов, с ними связан выбор режимов работы машины.

При их оценке принимают во внимание следующие факторы:

- технологию разработки грунтов;
- физико-механические и абразивные свойства грунта;
- геометрические характеристики рабочих органов.

Как правило, конструкция рабочего органа зависит от вида выполняемой работы. Однако какова бы ни была его конструкция, он отделяет от массива куски или слои грунта своей режущей частью (лезвием, режущей кромкой).

При резании грунта рабочий орган воздействует на грунт силой P, которая преодолевает силу сопротивления грунта  $P_0$ , равную ей по величине, но противоположную по направлению (рисунок 1.5).

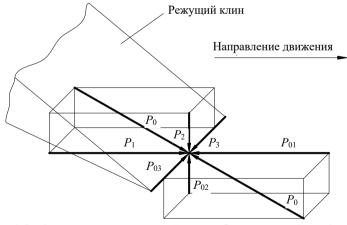


Рисунок 1.5 – Схема силового взаимодействия рабочего органа (клина) с грунтом

Для их оценки силы целесообразно разложить в трехмерном пространстве на составляющие:

- 1) силу действия (т.е. резания) рабочего органа P раскладывают на составляющие  $P_1, P_2, P_3$ ;
- 2) силу противодействия грунта (т.е. его сопротивления резанию)  $P_0$  на  $P_{01}, P_{02}, P_{03}$ .

Как видно из рисунка 1.5 силы раскладывают так, чтобы все составляющие были сведены в одной точке (одно из многих допущений в инженерных расчетах).

Силовое взаимодействие оценивают по величине главной составляющей силы сопротивления грунта резанию — касательной  $P_{01}$ . Она зависит от свойств грунта и геометрических характеристик рабочего органа. Ее находят по приближенной формуле

$$P_{01} = \kappa_{\rm p} b h, \tag{1.12}$$

где  $\kappa_p$  – удельное сопротивление грунта резанию,  $\kappa_p = 0.012...3.50$  МПа;

b — ширина режущей кромки, м;

h — толщина срезаемого слоя грунта, м.

По такой же формуле находят и касательную составляющую сопротивления грунта копанию

$$P_{01} = \kappa_1 b h, \tag{1.13}$$

где  $\kappa_1$  – удельное сопротивление грунта копанию,  $\kappa_1$  = 0,018...4,50 МПа.

Следует напомнить особенности взаимодействия рабочих органов с грунтом.

Резание – это процесс отделения от массива слоя (стружки) грунта.

*Копание* — это совокупность процессов резания и перемещения грунта перед рабочим органом (или по рабочему органу).

Может возникнуть вполне закономерный вопрос: почему для таких разных процессов используют в инженерных расчетах одну и ту же формулу при оценке касательной составляющей сопротивления грунта воздействию рабочего органа:

$$P_{01} \approx bh. \tag{1.14}$$

Для резания эта формула подходит с небольшими допущениями. Для копания ее использование вынуждает идти на значительные приближения и допущения, поскольку в общем случае при копании грунта рабочим органом происходит ряд процессов, каждый из которых вызывает сопротивление грунта:

- резанию  $W_p$ ;
- трению рабочего органа по грунту  $W_{\rm Tp}$ ;
- трению грунта по грунту при его перемещении перед рабочим органом в виде призмы волочения  $W_{\rm np}$ ;
- заполнению рабочего органа, который зависит от его формы и назначения машины  $W_3$ ;

- трению грунта по поверхности рабочего органа при заполнении его емкости  $W_{\rm s}$ :
  - разгону грунта до скорости его перемещения перед рабочим органом  $W_{\rm H}$ ;
  - внедрению режущего инструмента в грунт  $W_{\rm B}$ .

Все эти процессы обусловливают сопротивление грунта копанию. В общем случае сумма всех сопротивлений, H, составляющих сопротивление грунта копанию,

$$W_{\text{KOII}} = W_{\text{p}} + W_{\text{Tp}} + W_{\text{II}} + W_{3} + W_{4} + W_{B}. \tag{1.15}$$

Силы сопротивления находят по следующим формулам:

- сопротивление резанию, Н,

$$W_{\rm p} = 10^{-6} \kappa_{\rm p} bh;$$
 (1.16)

- сопротивление трению рабочего органа по грунту, Н,

$$W_{\rm rp} = f_{\rm l}(G_{\rm p.o} + G_{\rm rp}),$$
 (1.17)

где  $f_1$  – коэффициент трения грунта по поверхности рабочего органа;  $G_{\rm p.o.}$ ,  $G_{\rm rp}$  – силы тяжести рабочего органа и грунта, вмещаемого рабочим органом, H;

- сопротивление перемещению грунта в виде призмы волочения, Н,

$$W_{\rm np} = f_2 G_{\rm np},\tag{1.18}$$

где  $f_2$  – коэффициент трения грунта по грунту;

 $G_{\text{пр}}$  – сила тяжести грунта в призме волочения, H;

- сопротивление грунта разгону, Н,

$$W_{\mathrm{H}} = m_{\mathrm{rp}} a = \Pi v, \tag{1.19}$$

где  $m_{\rm rp}$  – масса грунта, кг;

a, v – ускорение, м/ $c^2$ , и скорость, м/c, перемещения грунта;

 $\Pi$  – производительность по массе, кг/с;

- сопротивление внедрению в грунт рабочего органа, Н,

$$W_{\rm B} = \kappa_{\rm B, I} b l, \tag{1.20}$$

где  $\kappa_{\text{вд}}$  – удельное сопротивление вдавливанию режущей кромки, Па;

b – ширина режущей кромки, м;

l – толщина режущей кромки, м.

Из формулы (1.20) видно, что  $W_{\rm B} \approx b$ , т. е. чем меньше b, тем меньше сила сопротивления грунта (этим объясняется эффективность применения зубьев как режущих элементов при работе на плотных скалывающихся грунтах).

Значительный вклад в общую силу сопротивления копанию вносит призма волочения, возникающая перед рабочим органом и зависящая в основном от свойств грунта. Поскольку в области резания из-за призмы волочения возникают дополнительные нормальные напряжения на плоскости

сдвига, переднюю режущую кромку рабочего органа стараются выносить из зоны действия призмы волочения.

Выражение (1.15) — достаточно точная формула для расчетов; каждый из упомянутых компонентов вычисляют с учетом свойств грунта, сил трения и технологии земляных работ. Но в большинстве случаев пользуются упрощенной формулой (1.13). Поскольку в выражении (1.15) основной вклад вносит первый компонент  $W_p$ , а остальные пять составляющих дают лишь 15–25 %  $W_{\text{коп}}$ , то ими пренебрегают, учитывая их только в величине удельного сопротивления копанию  $\kappa_1$  ( $\kappa_1 > \kappa_p$ ).

В расчетах, как правило, вместо  $P_{01}$  используют обозначение  $P_{\kappa}$  (касательная составляющая). Для нормальной составляющей (силы отпора грунта) вместо  $P_{02}$  используют обозначение  $P_{\rm H}$ :

$$P_{\rm H} = \Psi P_{\rm K},\tag{1.21}$$

где  $\psi$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от расположения рабочего органа,  $\psi$  = 0,2...0,6.

Боковая составляющая  $P_{03}$  ( $P_6$ ) сопротивления грунта копанию возникает в двух случаях:

- 1) при разработке неоднородного по ширине режущей кромки грунта;
- 2) при «косом резании», когда режущая кромка наклонена под углом, отличающимся от прямого.

Формулы (1.12) и (1.13) используют для упрощенных инженерных расчетов. Между тем имеется ряд более точных методов расчета сил резания и копания с учетом типа рабочего органа (отвала, ковша, фрезы, шнека и др.), которыми пользуются при проектировании рабочих органов машин для земляных работ. Эти методы различаются подходом авторов к особенностям взаимодействия рабочих органов с грунтами. Они предложены В. П. Горячкиным, Н. Г. Домбровским, А. Н. Зелениным, В. И. Баловневым, В. Д. Абезгаузом, Ю. А. Ветровым, Е. И. Берестовым и др. Наиболее полно эти методы рассмотрены в учебнике А. И. Доценко и др. [17].

Таким образом, силы сопротивления грунтов резанию зависят от их физико-механических свойств, а также от формы и размеров рабочих органов машин. Основными характеристиками грунтов, определяющими их сопротивление резанию, являются сцепление частиц, а также внутреннее и внешнее трение, которые, в свою очередь, зависят от гранулометрического состава, плотности, влажности и структуры грунта.

Влияние гранулометрического состава на сопротивление резанию объясняется различной ролью песчаных и глинистых частиц в грунте. Оно возрастает с увеличением содержания в грунте глины из-за малых размеров глинистых частиц и увеличения сил сцепления и трения.

Существенное влияние на резание грунта оказывают геометрические характеристики рабочего органа, в том числе ширина режущей кромки и ее конфигурация, наличие зубьев и др. Формулы (1.12) и (1.13) свидетель-

ствуют о прямой пропорции между силой сопротивления резанию и шириной режущей кромки.

Не менее значимой является зависимость этой силы от угла резания  $\delta$  (рисунок 1.6). Этот угол между передней гранью рабочего органа и касатель-

ной к поверхности среза также влияет на условия резания. Оптимальным считают диапазон от 30 до  $40^{\circ}$ . Если  $\delta$  не попадает в этот диапазон, существенно возрастает сопротивление грунта резанию. Имеются сведения, что увеличение угла  $\delta$  на  $1^{\circ}$  приводит к росту сопротивления резанию на  $1-2^{\circ}$ %.

Угол заострения  $\beta$ , исходя из условия прочности и износостой-кости рабочего органа, принимают в диапазоне  $25-30^{\circ}$ .

Угол  $\alpha$  – задний угол (между задней гранью и касательной к

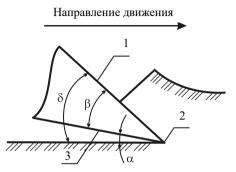


Рисунок 1.6 — Параметры рабочего органа (клина): I — передняя грань; 2 — режущая кромка; 3 — задняя грань

поверхности среза), который является разностью между углами резания и заострения ( $\alpha=\delta-\beta$ ). Для снижения сил трения на нижней грани режущего клина его принимают в пределах  $5\text{--}8^\circ$ .

Процесс резания грунта, как правило, носит динамический характер. Снижение динамических нагрузок на рабочие органы машин может быть достигнуто различными приемами: во-первых, снижением пригрузки в зоне сдвига (например, применением элеваторной или шнековой загрузки скреперов) и, во-вторых, обеспечением неодновременного сдвига грунта по ширине рабочего органа (например, применением ступенчатых или полукруглых ножей). Динамический характер резания грунта снижает надежность рабочих органов и механизмов машин. Поэтому при их проектировании целесообразно использовать устройства, демпфирующие динамические нагрузки, или использовать рабочие органы, которые проводят к уменьшению динамической составляющей рабочего процесса.

#### 1.4 Основы тягового расчета ходовых систем

Основой тяговых расчетов является уравнение тягового баланса:

$$P_{\text{cij}} \ge P_{\text{K}} \ge W,\tag{1.22}$$

где  $P_{\text{сц}}$  – сила сцепления приводных колес или гусениц с опорной поверхностью, H;

 $P_{\kappa}$  – окружная сила всех движителей (приводных колес, гусениц), Н;

W – сумма всех сил сопротивления движению машины, H.

Колесный или гусеничный движитель дорожной машины преобразует подводимый к нему от двигателя крутящий момент в силу тяги машины.

Движение машины обеспечивает передаваемая двигателем и приложенная к ведущему колесу максимальная окружная сила  $P_{\kappa}$ . В гусеничном движителе она передается через ведущую звездочку.

Ведущее колесо радиусом  $r_{\kappa}$  вращается под действием крутящего момента на колесе  $M_{\kappa}$ :

$$P_{\rm K} = \frac{M_{\rm K}}{r_{\rm K}}.$$

Эта окружная сила расходуется на обеспечение рабочих усилий, а также на преодоление различных сопротивлений (передвижению, уклону, сил инерции, ветру, повороту, рабочим нагрузкам):

- сопротивления передвижению, Н,

$$W_{\Pi} = fG, \tag{1.23}$$

где f – коэффициент сопротивления передвижению (таблица 1.5);

G – сила тяжести машины, H;

– сопротивления уклону, Н,

$$W_y = G \sin \alpha$$
,

где  $\alpha$  — угол уклона.

При малых углах уклона

$$\sin\alpha \approx tg\alpha = i$$
,

где i – уклон.

Тогла

$$W_{v} = iG; (1.24)$$

- сопротивления сил инерции, Н,

$$W_{\rm H} = \pm \frac{Gv}{gt_{\rm p}},\tag{1.25}$$

где v – скорость машины в конце разгона или в начале торможения, м/с;

 $t_{\rm p}$  – время разгона до v или торможения с v до 0, с.

Знак (+) учитывают при разгоне, знак (-) при торможении, поскольку при торможении сила инерции способствует продолжению движения;

- сопротивления ветровой нагрузке, Н,

$$W_{\rm B} = p_{\rm B}F_{\rm B},\tag{1.26}$$

где  $p_{\rm B}$  — наибольшее допускаемое давление ветра,  $\Pi$ а;

 $F_{\rm B}$  — расчетная площадь наибольшей парусности машины (обычно это площадь ее боковой поверхности), м<sup>2</sup>.

При относительно малых скоростях движения машин для земляных работ (до 20 км/ч) ее в расчет можно не принимать;

- *сопротивления при повороте*  $W_{\text{пов}}$  это сопротивление возникает на криволинейных участках движения;
  - рабочего сопротивления  $W_{\rm p}$ .

Tаблица 1.5 — Коэффициенты сцепления  $\phi_{cu}$  и сопротивления движению f

Условия движения	Гусеничные тракторы		Колесные тракторы		Автомобили	
	$\phi_{c \mathfrak{t}}$	f	Фец	f	Фсц	f
Асфальтированная дорога:  — в сухом состоянии	0,8	0,03-0,05	0,8–0,9	0,014– 0,018	0,80-0,85	0,012- 0,020
– в мокром состоянии	0,8	0,03-0,06	0,7–0,8	0,018- 0,022	0,60-0,75	0,015- 0,025
Гравийно-щебеночная дорога	ı	_	0,8	0,02- 0,025	0,50-0,65	0,035- 0,060
Сухая грунтовая дорога	0,8–1,0	0,06-0,07	0,6–0,9	0,025- 0,035	0,5–0,7	0,03-0,05
Снежная укатанная дорога	0,6-0,8	0,06-0,07	0,3	0,03-0,05	0,2-0,5	0,04-0,10
Глубокий снег	0,2-0,6	0,09–0,25	0,2-0,4	0,24-0,28	0,15-0,25	0,2-0,3
Обледенелая дорога	_	_	=	_	0,08-0,20	0,015- 0,050

Машины для земляных работ выполняют различные рабочие функции, испытывая при этом сопротивление обрабатываемой среды. Поэтому для каждого типа машин имеется свой набор рабочих сопротивлений  $W_{\rm p}$ .

Общее сопротивление составляет

$$W = W_{\Pi} + W_{y} + W_{H} + W_{B} + W_{\Pi OB} + W_{p}. \tag{1.27}$$

Усилия, передаваемые от двигателя ведущим колесам или гусеницам машины, можно реализовать лишь при условии, что между движителем и грунтом будет достаточно хорошее сцепление. Оно зависит от многих факторов (свойств и состояния поверхности грунта; типа, состояния и внутреннего давления в шине) и характеризуется коэффициентом сцепления фсц (см. таблицу 1.5). При этом сила сцепления

$$P_{\rm ch} = \varphi_{\rm ch} G_{\rm ch}, \tag{1.28}$$

где  $G_{\text{сц}}$  – нагрузка на ведущие колеса (или гусеницы), т. е. сцепная сила тяжести, Н.

Сцепная сила тяжести  $G_{\text{сц}}$  машин в рабочем режиме складывается из силы тяжести машины, приходящейся на ведущие колеса (гусеницы), и сил реакции обрабатываемой среды (грунта, дорожно-строительного материала и др.) от взаимодействия с рабочим органом.

Сцепная сила тяжести  $G_{\text{сц}}$  машин в транспортном режиме складывается из сил тяжести машины и грунта, приходящихся на ведущие колеса (гусеницы). Она зависит от типа движителя:

$$G_{\rm cii} = \begin{cases} \frac{{\rm A}}{{\rm B}} \, G - {\rm для} \ {\rm пневмоколесного}; \\ G - {\rm для} \ {\rm гусеничного} \ {\rm движителя}, \end{cases}$$

где А – число ведущих колес;

Б – общее число колес.

Силу сцепления  $P_{\text{сц}}$  часто называют *силой тяги по сцеплению*, поскольку она характеризует предельное значение силы тяги, развиваемой движителем на грунте по условиям сцепления с грунтом.

Как правило, на первом этапе проектирования отсутствуют сведения о силовой установке (т. е. невозможно определить окружную силу  $P_{\kappa}$ ). Поэтому, приравнивая  $W \approx P_{\kappa}$ , можно оценить мощность силовой установки

$$N = \frac{Wv_{\rm p}}{\eta_{\rm np}},\tag{1.29}$$

где  $v_p$  – скорость рабочего хода, м/с;

ηтр – КПД трансмиссии.

**Ходовые системы** представляют собой устройства для перемещения машины и обеспечения ее устойчивого положения при работе. Каждое из них включает ходовое устройство, подвеску, опорную раму или оси, а также механизм передвижения. Ходовое устройство предназначено для передачи нагрузок от машины на опорную поверхность. Оно обеспечивает перемещение машины и изменение направления ее движения.

Часто вместо термина «ходовое устройство» употребляют термин «движитель». Напомним, что движителем называют колесный или гусеничный механизм, преобразующий вращательное движение ведущих колес или звездочек в поступательное движение машины.

Механизм передвижения предназначен для привода ходовых устройств в рабочем и транспортном положениях. Конструкция механизма передвижения зависит от типа привода, а также необходимой скорости и маневренности машин.

В зависимости от условий работы и назначения в машинах для земляных работ используют пневмоколесные (ПХС) и гусеничные (ГХС) ходовые системы.

**Основными показателями ходовых систем** являются скорость передвижения, проходимость и маневренность.

*Скорость передвижения* зависит от назначения машины и ее режима (рабочего или транспортного) работы, типа движителя и состояния опорной поверхности.

 $\overline{\textbf{Проходимость}}$  машины характеризуют глубина колеи, образуемой в результате взаимодействия ходового устройства с грунтом, дорожный просвет (клиренс) — расстояние от наиболее низкой части машины (кроме движителя) до опорной поверхности, а также сцепные свойства ходового устройства. Глубина колеи h (м) увеличивается с ростом давления p (МПа) на контактной поверхности между опорной частью ходового устройства и грунтом. Эти величины связаны между собой зависимостью

$$h = \frac{p}{c}. ag{1.30}$$

где c – коэффициент постели, МПа/м,

$$c = \begin{cases} 0.1...0.5 - \text{для песка и глины,} \\ 20...100 - \text{для полускальных и мерзлых грунтов, песчаников.} \end{cases}$$

Более высокой проходимостью обладает гусеничное ходовое оборудование, которое имеет развитую опорную поверхность движителя, обеспечивающую относительно низкие удельные нагрузки на грунт и меньшую, чем у пневмоколесных машин осадку. Гусеничные движители не теряют своей транспортной способности даже при погружении в грунт до половины своей высоты. В то же время они уступают пневмоколесным по скорости передвижения, которая для большинства гусеничных машин не превышает 10 км/ч.

*Маневренность* характеризуют радиус разворота и ширина дорожного коридора. В зависимости от вида привода гусеничные машины могут разворачиваться относительно одной заторможенной гусеницы (при групповом приводе хода) и относительно собственной оси (при индивидуальном приводе на каждую гусеницу) включением гусениц на движение во взаимно противоположных направлениях. Ширина дорожного коридора является шириной следа разворачивающейся машины и зависит от угла поворота. Этим параметром определяют вписываемость машины в схему трассы передвижения.

Большинство машин для земляных работ оснащено пневмоколесным или гусеничным движителем. Кроме того, используют также резиновые гусеницы, гусеницы с обрезиненными траками и катками, жесткие колеса, облицованные резиной, или с ободом, собранным из съемных резиновых элементов.

### 1.5 Взаимодействие движителя с опорной поверхностью

**Колесный движитель** обеспечивает высокие транспортные скорости, более высокую мобильность и долговечность узлов, чем гусеничный, массу на 25-35 % меньше (при одинаковой мощности), высокий КПД (до 0.80-0.85).

В то же время ПХС имеют меньшие тяговые характеристики и меньшую проходимость, чем ГХС, и высокое давление на грунт ( $p_{cp} = 0,1...0,4$  МПа).

Широкое применение ПХС связано с обширным спектром функций колесного движителя. Он не только преобразует вращательное движение ведущих колес в поступательное движение машины, но и является поддерживающим (передающим нагрузку от машины на основание) и направляющим (обеспечивающим сохранение или изменение направления движения машины) устройством, а также упругим элементом (гасящим или уменьшающим колебания в рабочем и транспортном режиме машины).

В пневмоколесном ходовом оборудовании различают приводные и управляемые колеса. Первые приводят от ходовой трансмиссии, а вторыми управляют при изменении направления движения машины. Управляемые колеса могут быть одновременно и приводными. Для поворота машины используют как управляемые колеса, поворачиваемые относительно поворотных цапф, так и колеса с управляемой осью, поворачиваемой в плане относительно вертикального шкворня в ее средней части. В случае управляемых колес их приводят от рулевой трапеции, длины звеньев которой подобраны так, чтобы обеспечить поворот колес с разными углами без бокового скольжения при передвижении на поворотах.

У большинства самоходных машин для земляных работ имеется четырехколесное двухосное ходовое устройство (полно- или неполноприводное). Помимо того, многие самоходные транспортно-технологические машины оснащают ходовыми системами с 6–8 колесами (т. е. трех- и четырехосными), а несамоходные — одно- и двухосными тягачами.

Характеристикой ходового устройства является колесная формула, состоящая из двух цифр: первая — число всех колес, вторая — число приводных колес. Самые распространенные ходовые устройства имеют следующие колесные формулы:  $4 \times 2$ ;  $4 \times 4$ ;  $6 \times 4$ ;  $6 \times 6$ .

ПХС состоят из колес с пневмошинами, устанавливаемых на мосты и оси. Большинство базовых пневмоколесных тракторов снабжены четырьмя колесами, одноосные тягачи — двумя. *Пневмошина* представляет собой резинотканевую оболочку на ободе колеса машины с заключенным в ней сжатым воздухом. В машинах для земляных работ применяют шины среднего (0,3—0,4 МПа), низкого (0,15—0,25 МПа) и сверхнизкого (0,05—0,08 МПа) давления. Считается, что давление на грунт на 20—40 % выше, чем давление в шинах.

В тяговых расчетах пневмоколесного ходового оборудования наиболее общим случаем является взаимодействие колеса с грунтом, при котором деформируются и колесо, и грунт. При этом имеют место три фактора взаимодействия: сопротивление качению, скольжение и сцепление.

**Сопротивление качению** зависит от многих параметров, в том числе физико-механических характеристик грунта и шины. Оно снижается при повышении эластичности каркаса и увеличении радиуса шины.

Сопротивление качению характеризуют коэффициентом сопротивления качению

$$f_{\rm K} = \frac{a}{r_{\rm c}},\tag{1.31}$$

где a – коэффициент трения качения, м;

 $r_{\rm c}$  – силовой радиус ведущего колеса, м.

Коэффициент трения качения является коэффициентом второго рода, т. е. размерной характеристикой, и зависит от типа и состояния опорной поверхности: чем больше деформируемость дорожного покрытия, тем больше его величина.

Для ведомого колеса  $f_{\kappa}$  равен отношению силы, приложенной к оси колеса, под действием которой происходит качение  $P_f$ , к вертикальной нагрузке на колесо  $G_{\kappa}$ , т. е.

$$f_{\kappa} = \frac{P_f}{G_{\kappa}}.\tag{1.32}$$

Коэффициент  $f_{\kappa}$  является переменной величиной, но в инженерных расчетах его заменяют константой. Отметим, что  $r_{c}$  обычно принимают равным статическому радиусу колеса (т. е. расстоянию от его центра до опорной поверхности).

Скольжение является характерной особенностью взаимодействия колеса с грунтом. Оно приводит к снижению скорости поступательного движения, энергетическим потерям и буксованию (т. е. проскальзыванию колеса по опорной поверхности в сторону, противоположную направлению движения машины). Характеристикой буксования является коэффициент буксования

$$\delta = 1 - \eta_{ck}, \tag{1.33}$$

где  $\eta_{ck}$  – скоростной КПД колесного движителя,

$$\eta_{\rm ck} = \frac{n_{\rm cbob}}{n_{\rm ren}},\tag{1.34}$$

 $n_{\text{своб}}$ ,  $n_{\text{вед}}$  — число оборотов свободного (ведомого) колеса и ведущего колеса за время прохода участка пути одинаковой длины.

При изменении  $\delta$  от 0 до 1 сила тяги колесного движителя меняется от максимального до нулевого значения. При достижении силы тяги, соответствующей  $\delta = 1$ , колесо работает в режиме скольжения и его поступательное движение прекращается.

*Сцепление колесного движителя* с опорной поверхностью преобразует крутящий момент, подводимый к нему от двигателя, в силу тяги. С увеличением крутящего момента на колесе растет и сила тяги T, но до определенного предела. Она ограничена условиями сцепления колеса с грунтом, т. е. реакцией грунта, которая зависит от силы трения колеса по опорной поверхности и сил зацепления протектора.

Количественно сцепление характеризуют коэффициентом сцепления

$$\varphi_{\text{cij}} = \frac{P_{\text{K.max}}}{R} = \frac{T_{\text{max}} + P_f}{R},\tag{1.35}$$

где  $P_{\kappa.max}$  – максимальная окружная сила, H;

 $T_{\rm max}$  — максимальная касательная составляющая реакции грунта на колесо, H;

*R* – вертикальная составляющая реакции грунта, Н.

При равномерном движении по горизонтальной поверхности колесный движитель может работать в режиме ведущего или свободного колеса.

Режим ведущего колеса — это режим, при котором крутящий момент колесного движителя расходуется на создание силы тяги и преодоление сопротивления качению колеса.

*Режим свободного колеса* – это режим, при котором крутящий момент колеса идет только на преодоление сопротивления качению.

Следует отметить, что в тяговых, как и в других инженерных расчетах, абстрагируются от особенностей конструкции колеса (типа шины, рисунка протектора) и условий эксплуатации, учитывая только один фактор — колесо является ведущим или ведомым.

При качении ведущего колеса (рисунок 1.7, a) на ось действуют сила тяжести  $G_{\kappa}$  (вертикальная нагрузка на колесо) и горизонтальная реакция от рамы машины ( $F_{\kappa}$ ). Для качения необходимо к колесу приложить крутящий момент  $M_{\kappa}$ . В месте контакта с грунтом возникают реактивные силы с равнодействующей  $R_{\text{пол}}$  (T и R соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие реакции грунта).

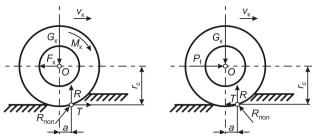


Рисунок 1.7 — Силовые схемы взаимодействия грунта с колесами: a — ведущим;  $\delta$  — ведомым

Из условия равновесия колеса, когда сумма моментов всех сил относительно оси колеса равна нулю ( $\Sigma M_0 = 0$ ), имеем:

$$M_{\scriptscriptstyle 
m K} = T r_{
m c} + R a$$
 или  ${M_{\scriptscriptstyle 
m K} \over r_{
m c}} = T + R {a \over r_{
m c}}$  .

(1.36)

Преобразуем формулу (1.36) с учетом того, что  $\frac{M_{\rm K}}{r_{\rm c}} = P_{\rm K}$ ,  $T = F_{\rm K}$ ,  $R = G_{\rm K}$ 

и 
$$P_{\scriptscriptstyle \mathrm{K}} = T + f_{\scriptscriptstyle \mathrm{K}} G_{\scriptscriptstyle \mathrm{K}}$$
 .

В результате преобразований окружная сила ведущего колеса  $P_{\kappa}$  имеет следующий вид:

$$P_{\kappa} = T + P_f \,, \tag{1.37}$$

где  $P_f = f_{\kappa}G_{\kappa}$  — сила сопротивления качению колеса, Н.

Как видно из формулы (1.37), окружная сила  $P_{\kappa}$  ведущего колеса расходуется на создание силы тяги и преодоление сопротивления передвижению, т. е. качению.

*Качение ведомого колеса* (рисунок 1.7,  $\delta$ ), нагруженного вертикальной силой  $G_{\kappa}$ , происходит под действием силы  $P_f$ , приложенной к его оси. На участке контакта развиваются реактивные силы с равнодействующей  $R_{\text{пол}}$ . Из условия равновесия колеса ( $\sum M_0 = 0$ )

$$P_{K} - f_{K}R = P_{K} - f_{K}G_{K} = 0, \qquad (1.38)$$

то есть

$$P_{\kappa} = f_{\kappa} G_{\kappa}. \tag{1.39}$$

Из формулы (1.39) видно, что ведомое колесо преодолевает лишь сопротивление передвижению.

Таким образом, окружная сила ведущих колес является движущей силой машины. Она зависит от величины подводимого к колесу крутящего момента  $M_{\rm K}$ , связанного с крутящим моментом двигателя  $M_{\rm H}$ :

$$M_{\rm K} = M_{\rm M} u_{\rm M} \eta_{\rm M} \frac{1}{n_{\rm KOH}}, \qquad (1.40)$$

где  $u_{\rm M}$  – общее передаточное число трансмиссии;

ηм – механический КПД трансмиссии;

 $n_{\text{кол}}$  — число приводных колес.

С учетом выражения (1.40)

$$P_{\rm K} = \frac{M_{\rm д} u_{
m M} \eta_{
m M}}{r_{
m c} n_{
m KOJI}}$$
 или  $P_{
m K} = \frac{N_{\rm J} u_{
m M} \eta_{
m M}}{r_{
m c} \omega_{
m L} n_{
m KOJI}},$  (1.41)

где  $\omega_{\text{д}}$  – угловая скорость вращения вала двигателя, рад/с.

Теоретическая скорость движения машины

$$v_{\mathrm{T}} = \frac{\omega_{\mathrm{H}}^{\mathrm{H}} r}{u_{\mathrm{H}}},\tag{1.42}$$

где  $\,_{\mathfrak{O}_{\mathfrak{I}}}^{\scriptscriptstyle{\mathrm{H}}}-$  номинальная угловая скорость вращения вала двигателя, рад/с;

r – номинальный (паспортный) радиус колеса, м.

Действительная скорость движения с учетом коэффициента буксования

$$v_{\rm m} = v_{\rm T} (1 - \delta).$$
 (1.43)

Таким образом, колесный движитель машины развивает окружную силу, величина которой определяется крутящим моментом (или мощностью) двигателя, передаточным числом, КПД трансмиссии и ограничивается сцеплением движителя с опорной поверхностью.

Рассмотренная схема силового взаимодействия колесного движителя с грунтом значительно упрощена. Между тем на величину сил влияют многие факторы, в числе которых диаметр колеса, тип шины и рисунок протектора, давление в шинах и скорость движения машины. При контакте колеса с опорной поверхностью происходит ряд процессов (трение контактных поверхностей, перемещение грунта грунтозацепами, нагрев шин и др.). Мощность, теряемая при качении колеса по деформируемой опорной поверхности, в значительной степени связана с образованием колеи, а также с гистерезисными потерями в материале шины. Основная часть мощности гистерезисных потерь идет на нагревание шины, с их увеличением повышается температура шины, которая оказывает значительное влияние на ее долговечность. Критической считается температура шины  $T_{\rm III} = 100...120$  °C.

Давление в шинах выбирают из условий работы. При работе на мягких грунтах используют более низкое давление для улучшения сцепления с рабочей поверхностью, а при работе на твердых основаниях повышают давление для уменьшения сопротивления качению. Кроме того, для снижения

давления на грунт (для повышения проходимости) используют шины большого диаметра и широкопрофильные.

**Гусеничный** движитель воспринимает значительные нагрузки при сравнительно низком давлении (до 0.02-0.03 МПа) на грунт, обеспечивает хорошую маневренность и высокие тяговые усилия, которые позволяют преодолевать большие уклоны (до  $23^{\circ}$ ). Это способствует перемещению машины по слабым грунтам даже при погружении до половины высоты гусеницы (при наличии соответствующего клиренса).

К недостаткам относят большую массу (40–60 % от массы машины), сложность конструкции, быстрый износ отдельных деталей и низкий КПД (0.65-0.75).

Кроме того, ГХС машин наносят значительные повреждения дорожным покрытиям и не способны развивать большие скорости. Гусеничный ход, как правило, используют в пределах строительных площадок.

Гусеничные ходовые системы приводят в движение от ДВС через механическую или комбинированную (электромеханическую, гидромеханическую) трансмиссии.

ГХС, как правило, состоят из двух гусениц. Принципиальная схема гусеничного ходового оборудования представлена на рисунке 1.8. Его основой

служит механизм, состоящий из замкнутой цепи (гусеницы) 3, натянутой между приводным 1 (ведущей звездочкой) и натяжным 4 колесами, и катков 5, передающих нагрузку от машины через рабочую ветвь цепи на опорную поверхность. Гусеницу фиксируют на катковой раме 2 опорными катками 5, направляющими катками и поддерживающими роликами 3.

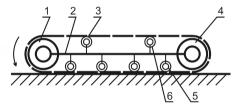


Рисунок 1.8 — Схема гусеничного движителя: I — приводное колесо; 2 — рама; 3 — гусеница; 4 — натяжное колесо; 5 — опорный каток; 6 — вспомогательный каток

Гусеница представляет собой замкнутую цепь, состоящую из стальных траков, связанных между собой пальцевыми шарнирами. Каждый трак оснащен грунтозацепами, которые обеспечивают взаимодействие гусеницы с опорной поверхностью. На раме устанавливают специальные башмаки, в том числе перед ведущей звездочкой, которые препятствуют попаданию грунта на внутреннюю поверхность траков и снижают вероятность схода гусеницы.

Важным элементом ГХС является подвеска ходового оборудования. Наибольшее распространение имеют жесткая и полужесткая системы подвески ходового оборудования (рисунок 1.9). Упругими элементами подвески обычно бывают пружины, листовые рессоры, торсионы, а также гидравлические и гидропневматические элементы.

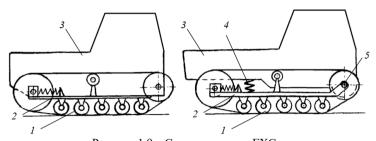


Рисунок 1.9 — Схемы подвесок ГХС: a — жесткая;  $\delta$  — полужесткая; I — опорные катки; 2 — рама;  $\delta$  — трактор;  $\delta$  — упругий элемент;  $\delta$  — жесткий шарнир

В жесткой подвеске (см. рисунок 1.9, а) опорные катки обычно жестко крепят на раме 2 гусеничных тележек, которую в свою очередь жестко крепят к остову трактора 3. Такая подвеска обеспечивает трактору высокие тягово-сцепные характеристики, но способствует возникновению в нем больших динамических нагрузок. Ее применяют только на базовых тракторах машин с небольшой скоростью движения (трубоукладчиках, траншее-копателях и т. п.).

В полужесткой подвеске (см. рисунок 1.9,  $\delta$ ) рама 2 тележки связана с остовом трактора 3 упругим элементом 4 спереди и жестким шарниром 5 сзади. Такая подвеска обеспечивает значительное снижение динамических нагрузок.

Некоторые из перечисленных ранее недостатков ГХС компенсируют применением современных конструкций и материалов. Так, использование резиновых гусеничных лент, а также обрезиненных траков и катков позволяет уменьшить шум, снизить вибрации и ударные нагрузки на детали гусеничных систем, что способствует снижению износа и увеличению их долговечности. Этому также способствует применение межтраковых шарниров с герметично упакованной смазкой.

Компания «Caterpillar» с 70-х годов прошлого столетия применяет в тракторах ходовую систему с приподнятой ведущей звездочкой и высоким ходовым приводом (рисунок 1.10). В такой конструкции ударные нагрузки от навесного оборудования и неровностей грунта передаются на главную раму, за счет чего обеспечивается защита и увеличение срока эксплуатации бортовых редукторов, мостов и компонентов системы рулевого управления. При этом сохраняется низкое расположение центра тяжести машины, что обеспечивает необходимую устойчивость и балансировку конструкции бульдозера.



Рисунок 1.10 – Бульдозер на базе трактора с приподнятой ведущей звездочкой

**Тяговый расчет гусеничного ходового оборудования** выполняют для прямо- и криволинейного движения. Мощность двигателя принимают по большему тяговому усилию.

*Прямолинейное движение*. Тяговое усилие определяют по сумме сопротивлений  $T \approx W$ :

$$W = W_{\Gamma} + W_{V} + W_{H} + W_{K} + W_{B}. \tag{1.44}$$

Суммарная сила сопротивления передвижению включает следующие составляющие:

- сопротивление в гусеницах, Н,

$$W_{\Gamma} = f_{\Gamma}G, \tag{1.45}$$

где  $f_{\Gamma}$  – коэффициент, характеризующий относительную величину внутренних сопротивлений в гусеницах;

$$f_{\scriptscriptstyle \Gamma} = \begin{cases} 0,10-\text{для подшипников скольжения,} \\ 0,05-\text{для подшипников качения (в опорных катках, в колесах);} \end{cases}$$

G – сила тяжести машины, H;

- сопротивление при уклоне пути, Н,

$$W_{y} = \pm iG; \tag{1.46}$$

- сопротивление инерции при разгоне, Н,

$$W_{\rm H} = \kappa_{\rm Bp} \frac{Gv}{gt_{\rm p}},\tag{1.47}$$

где к<sub>вр</sub> – коэффициент, учитывающий вращающиеся массы:

для гусеничных машин

$$\kappa_{\rm Bp} = 1.2 + 0.002u^2,\tag{1.48}$$

для пневмоколесных

$$\kappa_{\rm Bp} = 1 + 0.05 \left( 1 + u_{\kappa}^2 \right) \frac{G}{G_{\rm a}},$$
(1.49)

 и – общее передаточное число от двигателя к валу ведущей звездочки гусеничной цепи;

 $u_{\rm K}$  – передаточное число трансмиссии;

 $G_{3}$  – эксплуатационная сила тяжести машины, H;

 $t_{\rm p}$  – время разгона до скорости  $v, t_{\rm p}$  = 2...5 с;

- сопротивление перекатыванию, Н,

$$W_{K} = \frac{p_{\text{max}}^{2}}{2p_{0}}bm, \qquad (1.50)$$

где  $p_{\text{max}}$  — максимальное давление под гусеницами,  $\Pi$ а;

 $p_0$  – удельное сопротивление грунта смятию,  $p_0 = (5...130) \cdot 10^3$  Па;

b – ширина гусеницы, м;

m — число гусениц;

- *ветровая нагрузка*, **H**, (при невысоких скоростях машины не учитывается)

$$W_{\rm B} = p_{\rm B}F_{\rm B}.\tag{1.51}$$

*Криволинейное движение*. Машина совершает поворотное движение на горизонтальной площадке вокруг вертикальной оси, проходящей через

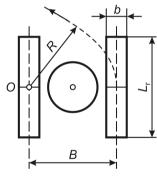


Рисунок 1.11 – Схема поворота машины на гусеничном ходу

центр тяжести одной из гусениц (рисунок 1.11). При этом наибольшее тяговое усилие определяют по суммарной силе сопротивлений, которая включает сопротивления в забегающей гусенице, перекатыванию и ветра:

$$T \approx W_{\text{пов}} = W_{\Gamma}^{\text{пов}} + W_{K}^{\text{пов}} + W_{B}^{\text{пов}}. \tag{1.52}$$

## Сила сопротивления в забегающей гусенице

$$W_{\Gamma}^{\text{IIOB}} = \kappa_{\text{IIOB}} f_{\Gamma} G_3, \qquad (1.53)$$

где к<sub>пов</sub> – коэффициент, учитывающий увеличение внутренних сопротивлений при повороте от действия поперечных сил на катки.

$$\kappa_{\text{пов}} = \begin{cases} 1, 2 \dots 1, 3, \text{ если } R \leq 5L_{\text{r}}, \\ 1, \text{ если } R > 5L_{\text{r}}; \end{cases}$$

R — радиус поворота вокруг гусеницы, м;

 $L_{\Gamma}$  – длина гусеницы, м;

$$G_3 = \frac{G}{2} \left( 1 + \frac{2r}{B} \right), \tag{1.54}$$

r — эксцентриситет результирующей силы тяжести, м;

B – расстояние между осями гусениц, м.

**Силы сопромивления перекатыванию**  $W_{\rm K}^{\rm пов}$  **и ветру**  $W_{\rm B}^{\rm пов}$  определяют по формулам (1.50) и (1.51).

Имеется и более простой вариант расчета *общей силы сопротивления при повороте*:

$$W_{\text{IIOB}} = \mu_{\text{IIOB}} \frac{L_{\text{r}}}{4B} G, \qquad (1.55)$$

где µпов – коэффициент сопротивления повороту,

$$\mu_{\text{пов}} = \begin{cases} 0{,}50 - \text{бетон, сухой плотный грунт,} \\ 0{,}65 - \text{влажный плотный грунт,} \\ 0{,}80 - \text{рыхлый влажный грунт.} \end{cases}$$

### 1.6 Комбинированные ходовые системы

Комбинированные ходовые системы позволяют значительно расширить технологические возможности машин для земляных работ, поскольку обеспечивают движение как по автомобильным дорогам, так и по железнодорожным путям, выполнение различных операций по содержанию и ремонту автомобильных дорог и железнодорожных путей, а также использование пневмоколесного транспортного средства в качестве локомобиля для маневровых и поездных работ.

Для передвижения машины с пневмоколесами по рельсовой колее используют в основном следующие конструктивные варианты [5]:

1) установку дополнительных направляющих катков, представляющих собой ребордные металлические колеса на пружинной подвеске. Тяговое и тормозное усилия обеспечивает сцепление ведущих пневмоколес с рельсами. В свою очередь сила сцепления зависит от сцепной силы тяжести и коэффициента сцепления, который для пары «пневмоколесо – рельс» выше, чем для пары «металлическое колесо – рельс».

Дополнительные катки могут быть ведущими с приводом от силовой установки машины (через гидравлические или механические передачи) или от пневмоколес через опорно-приводные барабаны. При движении по автомобильным дорогам эти дополнительные катки поднимают до положения, при котором в контакте с опорной поверхностью находятся только пневмоколеса;

- 2) установку на ведущей оси с пневмоколесами дополнительных металлических ребордных колес, посредством которых машина движется по рельсам. Диаметр металлических колес выбирают меньше диаметра пневмоколес, что позволяет машине двигаться по грунту без их демонтажа. Однако при этом может быть затруднен проезд стрелочных переводов и переездов;
- 3) оснащение ведущих пневмоколес металлическими ребордными бандажами. В этом случае используют амортизирующую способность пневмоколес. Однако монтаж бандажей на пневмоколеса требует значительного времени и точности;
- 4) изготовление специальных шасси с двумя видами движителей: пневмоколесным и железнодорожным. Они имеют два основных варианта конструктивного исполнения: первый с балансирными тележками железнодорожных колес и второй с расположением осей движителей под углом 90°.

В первом варианте при опускании на рельсы железнодорожных колес балансирных тележек происходит подъем машины до исключения касания пневмоколесами элементов верхнего строения пути. Машина перемещается по рельсам на железнодорожных колесах, которые приводят от гидравлических или механических передач.

Во втором варианте при заезде на рельсы поперек пути пневмоколеса поднимают, а машина опускается на ребордные металлические колеса, которые имеют независимый привод. Установка машины на путь занимает небольшое время, если база пневмоколес будет соответствовать ширине рельсовой колеи.

Наибольшее распространение в отечественной и зарубежной практике получили машины, комбинированный ход которых выполнен по второму варианту. В частности, такую конструкцию имеют транспортное средство на комбинированном ходу на базе шасси МАЗ-630308 (рисунок 1.12) и машина комбинированная железнодорожная МКЖ-416 на базе шасси ШІ-406 «Беларус» (рисунок 1.13), разработанные на кафедре транспортнотехнологических машин и оборудования (ранее – деталей машин, путевых и строительных машин) Белорусского государственного университета транспорта по заказу Департамента транспортных войск Министерства обороны Республики Беларусь в рамках программы Союзного государства «Создание единой системы технического прикрытия железных дорог региона».

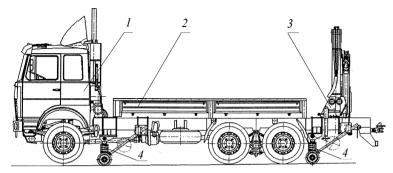


Рисунок 1.12 — Машина на комбинированном ходу на базе шасси МАЗ-630308: I — шасси МАЗ-630308; 2 — грузовая платформа; 3 — гидроманипулятор; 4 — комбинированный ход

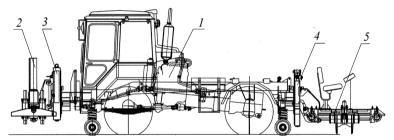


Рисунок 1.13 – Машина комбинированная железнодорожная МКЖ-416 на базе шасси III-406 «Беларус»:

I – шасси «Беларус» Ш-406; 2 – подъемно-рихтовочный блок; 3 – передняя навеска; 4 – задняя навеска; 5 – блок для установки шпал по меткам и разгонки стыковых зазоров

Самую многочисленную группу транспортно-технологических машин на комбинированном ходу представляют гидравлические одноковшовые экскаваторы с пневмоколесным ходовым устройством, которые помимо обычных ковшей для выемки грунта оснащают сменным оборудованием: траверсами для подъема и перемещения рельсов; захватами для укладки рельсов; стругами и щетками для перемещения балластного материала и формирования балластной призмы; поворотными устройствами для удаления растительности с пути; приспособлениями для замены шпал; подъемными площадками для доставки персонала непосредственно к конкретному объекту обслуживания или ремонта.

## Контрольные вопросы

- 1 Назовите основные физико-механические свойства грунта.
- 2 Какие размеры имеют твердые частицы грунта, и как это влияет на их свойства?
- 3 Как определить плотность грунта?
- 4 Охарактеризуйте влажность грунта и ее влияние на сопротивление грунта резанию.
- 5 Что такое угол внутреннего трения грунта, его физический смысл?

- 6 Как определить угол внешнего трения грунта по стали?
- 7 Как оценить сопротивление грунта сдвигу?
- 8 Обоснуйте применение динамического плотномера (ударника ДорНИИ) для оценки трудности разработки грунтов.
- 9 Изобразите схему устройства динамического плотномера и рассмотрите методику определения категории трудности разработки грунтов.
  - 10 Что такое резание и копание?
- 11 Приведите формулы для определения сил сопротивления грунта резанию и копанию.
- 12 Как связаны между собой горизонтальная и нормальная составляющие силы сопротивления грунта резанию?
  - 13 От каких факторов зависит величина силы сопротивления грунтов резанию?
- 14 Приведите показатели (коэффициенты), количественно характеризующие сопротивление качению, скольжение и сцепление.
  - 15 Рассмотрите силы, обеспечивающие движение машины по опорной поверхности.
- 16 Как определить силу сопротивления передвижению машины с учетом уклона местности?
  - 17 Как определить сопротивление передвижению машины от сил инерции?
- 18 Какие факторы влияют на сопротивление передвижению колесного и гусеничного движителей?

# 2 приводные системы машин

### 2.1 Основные виды силовых установок

**риводом** называют совокупность устройств для сообщения движения и усилий исполнительным механизмам машины. Привод включает *силовое оборудование* (установку, двигатель), *передачи* (трансмиссии) и *систему управления*. Все это предназначено для приведения в действие исполнительных механизмов (ходового устройства, поворотного механизма, рабочего и вспомогательного оборудования).

В приводах дорожно-строительных машин в качестве силовых установок используют двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Они могут передавать свою механическую энергию исполнительным механизмам без ее преобразования и с преобразованием в другой вид энергии.

Силовая установка мобильных машин может состоять только из первичного двигателя (ДВС) или содержать первичный и вторичный двигатели (ДВС и гидронасос, ДВС и электрогенератор, ДВС и компрессор). Вторичный двигатель (гидронасос, электрогенератор или компрессор) преобразует механическую энергию ДВС в энергию потока жидкости, электрического тока или сжатого воздуха. Сочетание ДВС с вторичным двигателем составляет комбинированную силовую установку.

**Трансмиссия** представляет собой систему устройств для передачи движения и преобразования энергии от силовой установки к исполнительным механизмам машины. Ее вход соединен с силовой установкой, выход — с исполнительным механизмом.

Основой любой трансмиссии являются *передачи* — устройства, предназначенные для передачи движения и изменения крутящих моментов, усилий и скоростей. Передачи могут быть *механическими*, *гидравлическими* (гидрообъемными и гидродинамическими), электрическими и пневматическими.

Силовые трансмиссии в зависимости от типа передач могут быть чисто механическими или комбинированными, сочетающими механические передачи с гидравлическими, электрическими, гидроэлектрическими и другими. Комбинированные трансмиссии называют по наименованию всех составляющих их силовых передач — гидромеханическими, электромеханическими, гидроэлектромеханическими и т. п.

Приводы принято называть по наименованию основной передачи, которая передает исполнительным механизмам механическую энергию ДВС без преобразования или преобразует ее в энергию потока жидкости, электрического тока или сжатого газа. В зависимости от схемы преобразования энер-

гии двигателя традиционно различают механические, гидравлические, электрические и пневматические приводы.

Соответственно, в *механическом* приводе механическая энергия двигателя не преобразуется и передается исполнительным механизмам (ходовому устройству, рабочему и вспомогательному оборудованию) при помощи системы механических передач.

**Гидравлический** привод в общем виде включает силовую установку (ДВС), гидравлические и механические передачи, систему управления и вспомогательные устройства. Гидропередачи могут быть двух видов: гидрообъемными (гидростатическими) и гидродинамическими.

Гидрообъемная передача состоит из двух гидромашин: насоса (входного звена) и гидродвигателя (выходного звена) с соединительными трубопроводами. В ней механическая энергия ДВС преобразуется в энергию потока жидкости под давлением (с помощью гидронасоса), которая затем опять трансформируется в механическую энергию (с помощью гидродвигателя вращательного или возвратно-поступательного действия) и передается исполнительным механизмам. Взаимодействие рабочего органа гидромашины с рабочей жидкостью происходит в герметичной рабочей камере, попеременно сообщающейся с ее входом и выходом. При этом именно статическое давление жидкости при взаимодействии с рабочим органом (вытеснителем) является определяющим фактором рабочего процесса.

Часто привод, в котором источником энергии жидкости является объемный насос, называют *насосным гидроприводом*.

Гидродинамическая передача содержит только одну гидромашину (гидромуфту или гидротрансформатор), в которой происходит двойная трансформация энергии – механической в энергию потока жидкости и обратно в механическую – и затем сообщается исполнительным механизмам. Взаимодействие рабочего органа гидромашины с рабочей жидкостью происходит в проточной полости, которая постоянно сообщается с ее входом и выходом. Для обеспечения эффективности передачи энергии необходимы большие скорости движения рабочих органов и рабочей жидкости, поэтому именно их динамическое взаимодействие является решающим фактором рабочего процесса.

В современных машинах гидропривод часто имеет и гидрообъемные, и гидродинамические передачи.

Электрический привод в общем случае включает силовую установку (ДВС), электрические и механические передачи, систему управления и вспомогательные устройства. В электрическом приводе механическая энергия ДВС преобразуется в энергию электрического тока (с помощью электрического генератора), которая затем преобразуется опять в механическую энергию (с помощью электродвигателя) и сообщается исполнительным ме-

ханизмам. Его основной передачей является электрическая — между электрогенератором и электродвигателем.

Пневматический привод в общем случае включает силовую установку (ДВС), пневматические и механические передачи, систему управления и вспомогательные устройства. В пневматическом приводе механическая энергия ДВС преобразуется в энергию сжатого воздуха (с помощью компрессора), которая затем преобразуется опять в механическую энергию (с помощью пневмодвигателя) и сообщается исполнительным механизмам. Его основной передачей является пневматическая — между компрессором и пневмодвигателем.

Отметим, что данная классификация, как и любая другая, во многом условна. Вместе с тем она позволяет с единых позиций охватить все виды приводов и составляющих их передач и трансмиссий.

Третья основная часть привода — *система управления* — представляет собой комплекс приборов и устройств, которые обеспечивают контроль и управление параметрами двигателя, трансмиссии и исполнительных механизмов. Состав системы управления зависит от назначения машины, типа привода и трансмиссии, вида рабочего оборудования и уровня автоматизации. Система управления является компонентом привода, от которого зависят безопасность и долговечность эксплуатации, расход топлива и энергосбережение.

К приводам машин для земляных работ предъявляют следующие общие требования:

- автономность силового оборудования от внешних источников энергии;
- обеспечение минимальных габаритов и массы;
- высокий КПД;
- высокая надежность;
- простота реверсирования механизмов и регулирования скоростей и усилий;
- независимость рабочих движений при возможности их совмещения;
- простота автоматизации системы управления;
- реализация блочных и агрегатных конструкций элементов привода.

Современные машины — это, как правило, многофункциональные машинные агрегаты, которые могут иметь несколько приводов одного или разных типов. Их классифицируют по типу силового оборудования, значимости привода, числу двигателей, типам трансмиссии и систем управления, а также по другим признакам.

# По типу силового оборудования различают приводы:

- с первичным двигателем (двигателем внутреннего сгорания (ДВС) или электродвигателем);
- с комбинированной силовой установкой, включающей первичный и вторичный двигатели: ДВС гидронасос; ДВС компрессор; ДВС электрогенератор.

Вид привода выбирают в зависимости от режимов и условий работы машины. Он должен соответствовать внешним нагрузкам.

Мощность  $N_{\rm p.o}$  привода, расходуемая на выполнение рабочих операций, ограничивается максимальной мощностью силовой установки  $N_{\rm дв}$  и определяется по формуле

$$N_{\rm p,o} = \eta N_{\rm IB}, \qquad (2.1)$$

где η – КПД привода.

Основными параметрами, характеризующими работу привода, являются момент M и угловая скорость  $\omega$ , а также сила P и линейная скорость  $\upsilon$ , которые связаны соотношениями,

$$N_{\rm p.o} = M \omega$$
 или  $N_{\rm p.o} = P v$  , (2.2)

где M — момент сопротивления, преодолеваемый исполнительным механизмом,  $\mathbf{H} \cdot \mathbf{m}$ ;

 $\omega$  – угловая скорость этого механизма, с<sup>-1</sup>;

P — усилие сопротивления, преодолеваемое исполнительным механизмом, H;

v — линейная скорость этого механизма, м/с.

Машины оснащают ДВС (в основном дизельными) или (значительно реже) электродвигателями с автономным питанием от аккумуляторов или от стационарных электросетей.

Двигатели внутреннего сгорания машин для земляных работ работают в условиях переменных нагрузок по мощности, при большой запыленности воздуха (до 5 г/м³), а также при значительных колебаниях температур (от -30 до +50 °C). Поэтому они должны иметь запас по мощности, оснащаться улучшенными агрегатами воздухоочистки и устройствами предпускового подогрева в условиях эксплуатации при низких температурах.

В машинах для земляных работ наиболее часто применяют четырех- и шестицилиндровые дизельные двигатели мощностью от 60 до 120 кВт и частотой вращения в интервале 1850–2100 мин<sup>-1</sup>. Их используют в машинах как с непосредственной передачей механической энергии на исполнительные органы, так и с различными преобразователями, которые обеспечивают защиту двигателей и всех конструкций машин от внешних перегрузок.

Мощность и топливная экономичность ДВС зависят от колебаний нагрузки на исполнительные органы машины, которые заметно снижают эти характеристики. В таблице 2.1 показано влияние неравномерности нагрузки на работу двигателей машин для земляных работ.

Выбор ДВС осуществляют с учетом номинальной мощности  $N_{\rm дв}$ , частоты вращения коленчатого вала n, массы m и удельного расхода топлива  $g_{\rm c}$ .

Таблица 2.1 – Степень неравномерности нагрузки двигателей машин

Тип машины	Время работы двигателя под нагрузкой, %	В тяжелых условиях, %
Бульдозеры	63–75	37–52
Скреперы	65–75	36–53
Погрузчики	75–77	35–39

Приближенно основные характеристики ДВС можно определить по эмпирическим соотношениям, которые связывают номинальную мощность двигателя без турбонаддува  $N_{\text{дв}}$ , кВт, и крутящий момент  $M_{\text{кр}}$ , Н·м, на валу двигателя с его рабочим объемом,

$$N_{\text{AB}} = 9.33V_{\text{pa6}} + 17.92,$$
  
 $M_{\text{KP}} = 51.07V_{\text{pa6}} + 39.38,$  (2.3)

где  $V_{\text{раб}}$  — рабочий объем двигателя, л.

Кроме того, требуемую мощность двигателя  $N_{\rm дв}$ , кВт, можно также подобрать при помощи простого соотношения, учитывающего коэффициент запаса  $\kappa_3$ :

$$N_{\rm JB} = \kappa_3 N_{\rm max}, \tag{2.4}$$

где  $\kappa_3 = 1,17...1,25 -$  для дизельных ДВС;

 $N_{\text{max}}$  — сумма мощностей, вычисленных при максимальных значениях моментов (или усилий) на рабочих органах, кВт.

Если же необходимо дать точную оценку мощности ДВС колесной машины, его выбирают по балансу мощности:

$$N_{\text{дB}} = \frac{1}{\eta_{\text{тp}}} \left( N_{\text{пер}} + N_i + N_{\text{букс}} + N_{\text{p}} \right) + \sum N_{\text{пр.м}}, \tag{2.5}$$

где

 $\eta_{\text{тр}} - K\Pi Д$  трансмиссии;

 $N_{\text{пер}}$ ,  $N_i$ ,  $N_{\text{букс}}$ ,  $N_p$  — мощности, затрачиваемые соответственно на перемещение, преодоление инерционных сил, буксование ведущих колес и сопротивление рабочих органов, кВт,

- мощность, затрачиваемая на перемещение, кВт,

$$N_{\text{nep}} = \frac{(f+i)Gv_{\pi}}{1000\eta_{\text{TP}}},$$
 (2.6)

i — уклон;

G – сила тяжести машины, H.

 $v_{\rm д}$  – скорость движения машины м/с;

В ряде случаев при перемещении машины по деформируемой поверхности используют формулу, которая учитывает коэффициенты сопротивления перемещению отдельно для передних и задних колес,

$$f = \frac{f_{\pi}G_{\pi} + f_{3}G_{3}}{G_{\pi} + G_{2}},$$
(2.7)

 $f_{\rm II}$  и  $f_{\rm 3}$  – коэффициенты сопротивления перемещению передних и задних колёс соответственно;

 $G_{\text{п}}$  и  $G_{\text{3}}$  – сила тяжести, приходящаяся на передние и задние колёса соответственно, H;

- мощность, затрачиваемая на преодоление инерционных сил, кВт,

$$N_i = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_{\perp}^2}{t_{\text{pas}}}, \tag{2.8}$$

 $t_{\text{раз}}$  – время разгона до скорости  $v_{\text{д}}$ , с;

- мощность, затрачиваемая на буксование, кВт,

$$N_{\text{букс}} = \frac{P_{\text{K}}(v_{\text{T}} - v_{\text{A}})}{1000} = \frac{P_{\text{K}}v_{\text{T}}\delta}{1000},$$
(2.9)

 $P_{\kappa}$  – окружная сила на ведущих колесах, H;

 $v_{\rm T}$  – расчетная (теоретическая) скорость, м/с;

 $v_{\rm A}$  – действительная скорость, м/с;

δ – коэффициент буксования,

$$\delta = 1 - \frac{v_{\pi}}{v_{\tau}},\tag{2.10}$$

$$\delta = \begin{cases} 0.18...0,22 - \text{в тяговом,} \\ 0.03...0,05 - \text{в транспортном режиме;} \end{cases}$$

– мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления рабочих органов,  $\kappa B \tau$ ,

$$N_{\rm p} = \frac{P_{\rm p} v_{\rm p}}{1000},\tag{2.11}$$

 $P_{\rm p}$  — сила сопротивления рабочих органов (на режущей кромке ковша скрепера или погрузчика, на ножах отвала бульдозера или автогрейдера, на зубьях рыхлителя и т. п.), H;

 $v_{\rm p}$  – скорость движения рабочих органов, м/с;

– мощность, отбираемая на привод различных вспомогательных механизмов и рабочих органов машины,  $\sum N_{\text{пр.м.}}$ , кВт.

Выбранный по балансу мощности двигатель внутреннего сгорания проверяют тяговым расчетом:

- 1) на обеспечение в рабочем режиме максимального тягового усилия на колесах, необходимого для рабочего процесса;
  - 2) на обеспечение в транспортном режиме максимальной скорости движения.

К преимуществам ДВС относят автономность, высокую удельную мощность (на единицу массы) в интервале  $0.75-1.0~\mathrm{kBr/kr}$ , небольшой удельный расход топлива  $(0.20-0.25~\mathrm{kr/kBr\cdot q})$ .

К их недостаткам следует отнести чувствительность к перегрузкам, относительно невысокий КПД (до 0,35–0,45), затруднения при эксплуатации в условиях низких температур и потребность в муфтах (фрикционных, гидравлических и др.) для передачи движения от двигателя к трансмиссии.

Электродвигатели используют значительно реже, чем ДВС. К их достоинствам относят постоянную готовность к работе, простоту реверсирования, отсутствие ограничений на расстояния, простоту соединения источников и потребителей энергии, бесступенчатое регулирование моментов и скоростей, высокий (до 98 %) КПД, надежность эксплуатации при низких температурах.

Основным недостатком электродвигателей (помимо отсутствия автономности) является невысокая удельная мощность (0,03–0,10 кВт/кг).

# 2.2 Комбинированные силовые установки и трансмиссии

В комбинированных силовых установках механическую энергию ДВС преобразуют в энергию потока жидкости, сжатого воздуха, электрического тока и затем снова в механическую энергию для исполнительных механизмов. Соответственно, эти преобразования снижают КПД при передаче мощности из-за потерь на трение, нагрев, термическое расширение и другие изменения.

Передачу мощности осуществляют при помощи трансмиссий (механических и комбинированных). Все они, кроме механических, имеют участки, на которых механическая энергия первичной силовой установки преобразуется в энергию других видов, а затем снова в механическую. В отдельных случаях трансмиссией называют только систему передач от двигателя к ходовому оборудованию. Однако в настоящее время это понятие относят к любой системе передач, связывающей силовую установку с исполнительными механизмами.

Имеется три основных варианта передачи движения при помощи трансмиссий:

- 1) на ведущие колеса или звездочки движителя (ходовая трансмиссия);
- 2) на валы отбора мощности для привода рабочих органов машины;
- 3) на привод насосов в гидросистемах ходового оборудования и навесных рабочих органов.

**Первичный двигатель (ДВС) без преобразователей механической энергии** в сочетании с механическими передачами и трансмиссиями используют в некоторых моделях современных машин для земляных работ для привода ходовой системы и рабочего оборудования.

В механических трансмиссиях (редукторных и канатно-блочных) основными элементами являются зубчатые, червячные, цепные, ременные и

канатно-блочные (полиспастные) передачи. В состав этих трансмиссий входят также сцепные, соединительные и предохранительные муфты, тормоза, а также различные механические устройства для изменения направления, частоты вращения и крутящего момента.

Наибольшее применение имеют *редукторные трансмиссии*, в состав которых входят редукторы в сочетании с различными передачами (зубчатыми, карданными, цепными, ременными и др.). Они образуют коробки скоростей, раздаточные редукторы, ходоуменьшители, бортовые редукторы, ведущие мосты и др. В основном (за исключением цепных и ременных передач) их используют для передачи движения на короткие расстояния.

Зубчатые передачи ходовых трансмиссий обеспечивают передачу больших мощностей, заданные значения передаточных чисел и достаточную надежность. Как было отмечено, их основным преимуществом является наибольший из всех трансмиссий КПД из-за отсутствия потерь энергии, связанных с ее преобразованием. Напомним КПД основных механических передач:

- зубчатой цилиндрической закрытой 0,97–0,99;
- зубчатой конической закрытой -0.95-0.98;
- червячной многозаходной закрытой -0.87-0.92;
- планетарной закрытой 0,96-0,99;
- цепной 0,96–0,98.

В меньшей степени в машинах используют канатно-блочные (полиспастные) трансмиссии, которые применяют для привода и установки рабочих органов. Главным достоинством канатно-блочных трансмиссий является низкая материалоемкость, что объясняет их повсеместное использование при относительно больших размерах передач, например, на карьерных и вскрышных экскаваторах с гибкой подвеской рабочих органов. Их составные части — это лебедки и полиспасты (системы подвижных и неподвижных блоков, связанных канатом).

К достоинствам механических трансмиссий следует отнести относительную простоту конструкции и небольшую стоимость, высокий КПД (0.80-0.85), сравнительно точное соблюдение заданных скоростей и моментов, достаточную надежность в работе.

К недостаткам относятся ступенчатое изменение скоростей и моментов, сложность конструкции и компоновки передачи при широком диапазоне регулирования скоростей и моментов, существенное увеличение массы при увеличении расстояния от двигателя к исполнительным механизмам.

Эффективность работы трансмиссии, ее способность изменять скоростные и силовые показатели двигателя характеризуются несколькими параметрами, которые связывают ее входные и выходные характеристики, в их числе:

1) КПД 
$$\eta_{\rm тp} = \frac{N_{\rm вых}}{N_{\rm вx}} \ (N_{\rm вых} \ {\rm u} \ N_{\rm вx} - {\rm мощности} \ {\rm нa} \ {\rm выходном} \ {\rm u} \ {\rm входном} \ {\rm валах});$$

2) передаточное число 
$$u_{\rm Tp}=\frac{\omega_{_{
m BX}}}{\omega_{_{
m BMX}}}=\frac{n_{_{
m BX}}}{n_{_{
m BMX}}}\,(\,\omega_{_{
m BX}}\,$$
 и  $\,\omega_{_{
m BMX}}-$  угловые скоро-

сти,  $n_{\text{вх}}$  и  $n_{\text{вых}}$  – частоты вращения входного и выходного валов);

3) коэффициент преобразования момента  $\kappa_{\rm пp} = \frac{M_{\rm вых}}{M_{\rm вx}} = \eta_{\rm тp} u_{\rm Tp} \, (M_{\rm вых} \, \, {\rm u})$ 

 $M_{\rm BX}$  — крутящие моменты на валах).

Механические трансмиссии применяют в приводах ходового оборудования ряда моделей средних бульдозеров, автотранспортных средств и базовых тракторов. Особенности типичных ходовых трансмиссий колесного и гусеничного тракторов представлены на рисунке 2.1.

У колесного трактора (например, модели МТЗ-80/82) к двигателю присоединены муфта сцепления, коробка передач и задний мост, которые образуют единый корпусный блок. Ведущий задний мост (рисунок 2.1, а) состоит из главной передачи 5, дифференциала 4, тормозов 2 и конечных передач 3, которые через валы 8 приводят ведущие колеса 1. Передние колеса могут быть ведомыми (в модификации МТЗ-80) или ведущими (МТЗ-82). В последнем случае для их привода в коробке передач устанавливают раздаточный редуктор, который через карданный вал передает крутящий момент переднему мосту.

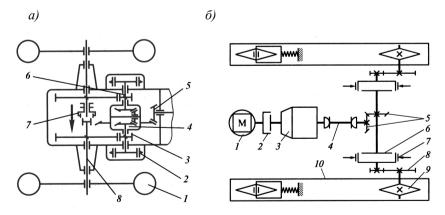


Рисунок 2.1 — Схемы трансмиссий колесного (a) и гусеничного ( $\delta$ ) тракторов: a: I — колесо; 2 — тормоз; 3 — конечная передача; 4 — дифференциал; 5 — главная передача; 6, 8 — валы; 7 — блокировка дифференциала;

6: 1 – двигатель; 2 – муфта сцепления; 3 – коробка передач; 4 – вал; 5 – главная передача; 6 – бортовой фрикцион; 7 – тормоз; 8 – бортовой редуктор; 9 – ведущая звездочка; 10 – гусеница

На рисунке 2.2 представлена схема устройства ведущего моста с дифференциалом. Дифференциал соединяет полуоси ведущих колес с главной ко-

нической передачей, давая возможность каждому колесу вращаться с различной скоростью, что необходимо при повороте машины.

Дифференциал состоит из главного конического колеса 1, жестко соединенного с коробкой 3 и приводимого во вращение от силовой установки через шестерню 2; двух ведомых конических зубчатых колес 6 и 9, жестко посаженных на ведущие полуоси 4 и 10 ходовых колес 5 и 11; а также двух сателлитов 7, свободно посаженных на ось 8 и находящихся в постоянном зацеплении с колесами 6 и 9. Крутящий момент от зубчатого колеса 1 передается на коробку 3, вместе с которой вращается ось 8 и сателлиты 7, передающие вращение зубчатому колесу 6 с полуосью 4 и колесу 9 с полуосью 10. При движении по прямой ровной дороге все составные части дифференциала, а вместе с ними и полуоси с ходовыми колесами вращаются как одно целое. При повороте вправо ходовые колеса, их полуоси и зубчатые колеса 6 и 9 вращаются с разными скоростями, а сателлиты 7 обкатываются относительно зубчатого колеса 6, одновременно

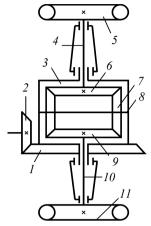


Рисунок 2.2 — Схема устройства ведущего моста с дифференциалом: 1 — главное коническое колесо; 2 — коническая шестерня; 3 — коробка; 4, 10 — ведущие полуоси; 5, 11 — ходовые колеса; 6, 9 — ведомые конические колеса: 7 — сателлит: 8 — ось

вращаясь относительно оси 8, и, вследствие зацепления с колесом 9, увеличивают его скорость. При повороте влево сателлиты обкатываются относительно зубчатого колеса 9, увеличивая скорость колеса 6. Этот дифференциал распределяет крутящий момент между приводимыми им полуосями поровну, а сумма скоростей двух полуосей всегда пропорциональна скорости ведущего вала.

Таким образом с уменьшением скорости вращения одной полуоси на столько же увеличивается скорость второй полуоси. В частности, при полной остановке одной полуоси, например, при буксовании, когда одно ходовое колесо находится на сухой, а второе — на скользской поверхности, скорость второй полуоси удвоится.

У гусеничного трактора трансмиссия несколько проще (см. рисунок 2.1,  $\delta$ ). От двигателя I через фрикционную дисковую муфту сцепления 2, коробку передач 3 и карданный вал 4 движение передают на главную передачу 5, бортовые фрикционы 6, бортовые редукторы 8 и далее на ведущие звездочки 9 гусениц 10. Главная передача 5 обеспечивает бортовой поворот трактора, поэтому в схеме отсутствуют дифференциал и полуоси, которые имеются в колесных

тракторах. Поворот трактора происходит при включении одного из фрикционов (многодисковой фрикционной муфты) и уменьшения скорости движения соответствующей гусеницы, в сторону которой и поворачивает трактор.

На базовых тракторах мощностью до 120 кВт чаще всего применяют *ступенчатые зубчатые трансмиссии*. Их конструкция наиболее отработана, они относительно просты и удобны в эксплуатации. Вместе с тем ступенчатое регулирование крутящих моментов приводит к малоэффективному использованию мощности двигателя.

Всё большее распространение имеют *многопоточные планетарные передачи*, у которых меньшие размеры и масса, а также больший КПД по сравнению с обычными зубчатыми передачами (с неподвижными осями колес). Их используют в передачах колесных и гусеничных погрузчиков, скреперов и бульдозеров, одноковшовых и траншейных экскаваторов, катков. Их применение позволяет устранить разрыв потока мощности, который происходит в традиционных валовых коробках передач при их переключении (на малых скоростях при больших тяговых усилиях) и приводит к остановке машины. В планетарных коробках переключение занимает очень короткий промежуток времени, поэтому машина не успевает остановиться.

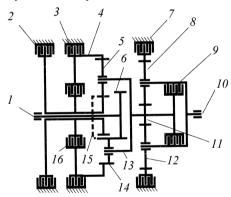


Рисунок 2.3 — Кинематическая схема планетарной шестиступенчатой коробки передач: 1 — приводной вал; 2, 3, 7 — тормоза; 4, 8 — эпициклические шестерни; 5, 12, 14 — сателлиты; 6, 11, 15 — солнечные шестерни 2, 3 и 1-го рядов; 9, 16 — фрикционы; 10 — выходной вал; 13 — водило

На рисунке 2.3 приведена кинематическая схема шестиступенчатой (4+2) планетарной передачи.

В этой трансмиссии каждый планетарный ряд снабжен фрикционом. Так, первую передачу включают при срабатывании тормозов 2 и 7, вторую – при замыкании фрикциона 16 и тормоза 7, третью – при включении тормоза 2 и фрикциона 9, четвертую – при замыкании фрикционов 16 и 9. И, наконец, первую передачу заднего хода включают при срабатывании тормозов 3 и 7, вторую – при срабатывании тормозов 3 и 7, вторую – при срабатывании тормозо 3 и фрикциона 9.

Механический привод используют также для передачи вращения рабочим органам цепных и

роторных траншеекопателей. Например, цепные траншеекопатели на базе колесных тракторов имеют привод цепного рабочего органа (и отвальных шнеков) от вала отбора мощности трактора через трехступенчатый цилиндрический редуктор.

В ряде дорожных машин (в дорожных фрезах, грунтосмесителях, щебнераспределителях и др.) используют механический привод рабочего оборудования на основе цепной и ременной передач.

Силовые установки ДВС – гидронасос получили наибольшее распро-

Силовые установки ДВС – гидронасос получили наибольшее распространение. В объемном гидроприводе механическая энергия, вырабатываемая первичным двигателем, вначале преобразуется в энергию потока рабочей жидкости, а затем вновь в механическую.

В машинах для земляных работ объемный гидропривод используют для решения следующих задач: во-первых, для передачи движения рабочим органам и управления их положением, во-вторых, для передачи движения ходовой системе машины.

Объемный гидропривод включает силовое гидрооборудование (гидронасосы, гидродвигатели, силовые гидроцилиндры), а также гидроаппаратуру (распределители, предохранительные клапаны, регуляторы потока и др.), гидролинии (трубопроводы, рукава высокого давления, коллекторы, соединительная арматура) и устройства для кондиционирования рабочей жидкости (фильтры, теплообменники, баки).

К преимуществам гидропривода относят небольшие массу и габариты, бесступенчатое регулирование скорости, возможность получения больших (1000 и более) передаточных чисел, преобразование вращательного движения в поступательное и обратно, а также малую инерцию, что обеспечивает включение машины и регулирование рабочих движений за доли секунды и способствует повышению производительности машины в целом.

Но эти достоинства влекут за собой и недостатки, которые являются

Но эти достоинства влекут за собой и недостатки, которые являются продолжением достоинств. К ним относят высокую стоимость (качественный металл, высокая точность при изготовлении, сборке и т. д.) и сложность эксплуатации, необходимость специальных жидкостей для различных климатических условий, снижение КПД при использовании длинных трубопроводов (из-за потерь на трение), а также высокие динамические нагрузки изза быстродействия (время срабатывания 0,03–0,12 с).

Применение объемных гидропередач позволяет производить бесступенчатое регулирование скоростей исполнительных механизмов, а также осуществить их надежную защиту от перегрузок.

Объемный гидропривод выполняют в двух вариантах:

- 1) для передачи движения двум и более гидродвигателям при однопоточной насосной установке;
- 2) для передачи движения гидродвигателям при *многопотичной* насосной системе (каждый насос питает один или группу гидродвигателей). Как было отмечено, основной недостаток объемного гидропривода это

Как было отмечено, основной недостаток объемного гидропривода — это сложность эксплуатации и относительно малая долговечность: из-за быстрого нарастания давления жидкости возникают большие динамические нагрузки в элементах конструкции. Для его устранения используют различные устройства

(гидроцилиндры с гидравлическим демпфированием конечного положения, удароликвидирующие клапаны в гидросистеме и др.).

Напомним, что гидропривод включает силовую установку (ДВС или электродвигатель), механическую или другую передачу, гидропередачу, систему управления и вспомогательные устройства. Механическую передачу применяют в двух случаях:

- 1) для преобразования частоты вращения вала первичного двигателя в требуемую частоту вращения насоса (первого звена гидропередачи);
- 2) для преобразования параметров движения после гидродвигателя (последнего звена гидропередачи).

Если же номинальные частоты вращения насоса и первичного двигателя совпадают, то необходимость в механической передаче отпадает.

В гидроприводах машин для земляных работ чаще применяют шестеренчатые (шестеренные) и аксиально-поршневые насосы и гидромоторы, реже – радиально-поршневые и лопастные (пластинчатые). Для всех этих роторных гидромашин одним из основных свойств является их *принципиальная обратимость*, т. е. способность работать в режиме и насоса, и мотора. В гидроприводах отечественных машин применяют, как правило, аксиально-поршневые гидромоторы.

Роторные гидромашины имеют малые габариты и небольшую массу. Их удельная масса достигает 0,1–0,2 кг/кВт, поэтому они обладают малой

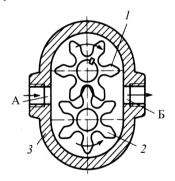


Рисунок 2.4 — Схема шестеренчатого насоса: А — полость всасывания; Б — напорная полость; *I* — ведущая шестерня; *2* — ведомая шестерня; *3* — корпус

инерцией. Например, маховая масса гидродвигателя вращательного действия в несколько раз меньше маховой массы электродвигателя той же мощности.

**Шестверенчатый** (шестверенный) насос — это роторная гидромашина, которая обеспечивает передачу крутящего момента с ведущего вала силовой установки на ведомый вал за счет движения рабочей жидкости, напор которой создает взаимодействие двух шестерен. Шестеренчатые насосы могут быть с внешним и внутренним зацеплением. На рисунке 2.4 представлена принципиальная схема шестеренчатого насоса внешнего зацепления. Он состоит из корпуса 3 и двух одинаковых эвольвентных шестерен 1 и 2. Ведущая

3 – корпус эвольвентных шестерен 1 и 2. Ведущая шестерня 1 закреплена на ведущем валу, а ведомая 2 получает от нее вращение. Всасывающая гидролиния подведена к шестерням со стороны выхода зубьев из зацепления, а напорная — со стороны входа в зацепление. При вращении шестерен жидкость из зоны всасывания A в напорную зону B пе

реносится в полостях, образованных впадинами зубьев и стенкой корпуса. Головки зубьев, входя в зацепление, выдавливают жидкость из впадин между зубьями, создавая давление в напорной гидролинии привода. Число зубьев в ведущей и ведомой шестернях одинаково и составляет обычно 6–18 единиц.

Рабочий объем двухшестеренчатого насоса  $V_0$ , дм<sup>3</sup> или л, равен суммарному объему всех впадин и зубъев обеих шестерен. Его определяют по формуле

$$V_{\rm o} = 1000\pi Dbh = \frac{2\pi}{1000} zm^2 b, \qquad (2.12)$$

где D – диаметр начальной окружности шестерни, м;

*b* – ширина зубчатого венца шестерни, м;

h – высота зубьев (или глубина впадины), м;

z — число зубьев шестерни;

т – модуль зацепления, мм.

Подача насоса, л/мин,

$$Q_{\rm H} = \eta_{\rm o} n_{\rm H} V_{\rm o}, \tag{2.13}$$

где  $\eta_o$  – объемный КПД насоса;

 $n_{\rm H}$  — частота вращения шестерни, мин<sup>-1</sup>.

Шестеренчатые насосы имеют постоянную подачу и работают в диапазоне частот вращения от 500 до 2500 мин<sup>-1</sup>. Их применяют в гидросистемах дорожных и строительных машин, где величина КПД не имеет существенного значения. Для приводов рабочих органов выпускают серии насосов, рассчитанных на давление до 25 МПа. Шестеренчатые двигатели используют также в нерегулируемых быстроходных передачах, не требующих большого пускового момента.

Современные конструкции шестеренчатых насосов отличаются повышенным номинальным давлением, широким диапазоном типоразмеров и пониженным уровнем шума. При необходимости их могут выполнить многосекцион-

ными (до четырех секций). Их применяют в приводах мощностью до 75 кВт. КПД современных конструкций насосов составляет 0,83–0,85.

Аксиально-пориневой насос — это роторная гидромашина, оснащенная вытеснителями в виде поршней (или плунжеров), у которой возвратно-поступательное движение поршней параллельно оси вращения насоса. В аксиально-поршневом насосе (рисунок 2.5) вместе с валом I вращается блок цилиндров 4, который расположен под углом  $\alpha$  к оси вала.

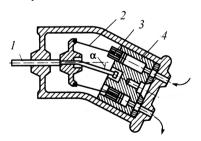


Рисунок 2.5 — Схема аксиально-поршневого насоса: 1 — вал; 2 — шатун; 3 — поршень; 4 — блок цилиндров

При работе насоса поршни 3 при помощи шатунов 2 поочередно выдвигаются из цилиндров или вдвигаются в них. Соответственно, при выдвижении поршня из цилиндра рабочая жидкость засасывается из гидробака, а при втягивании — нагнетается в напорную магистраль.

Угол наклона  $\alpha$  качающегося блока определяет ход поршней и подачу насоса:

- *при постоянном угле наклона* насосы имеют постоянную подачу, т. е. являются *нерегулируемыми*;
- *при изменяющемся угле наклона* они имеют переменную подачу, т. е. являются *регулируемыми*.

Аксиально-поршневые насосы работают в диапазоне частот вращения от 1000 до 3000 мин<sup>-1</sup>. Давление составляет 40–50 МПа, а КПД достигает 0,85–0,95. Эти насосы (и гидромоторы) компактны, имеют сравнительно малую инерционность и удельную мощность до 12 кВт/кг. Недостатки — необходимость тонкой фильтрации рабочей жидкости, сложность изготовления и небольшая долговечность деталей насоса. Их применяют в главных и вспомогательных приводах одно- и многоковшовых экскаваторов, скреперов и бульдозеров, автогрейдеров и других машин для земляных работ.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса  $V_{\rm o}$ , дм<sup>3</sup>, определяют по формуле

$$V_{o} = 1000 \frac{\pi d^{2}}{4} z D t g \alpha, \qquad (2.14)$$

где d – диаметр цилиндра (поршня), м;

z — число поршней в блоке цилиндров;

D – диаметр окружности осей цилиндров, м;

 $\alpha$  – угол наклона блока цилиндров относительно оси вала, град.

Подача насоса, л/мин,

$$Q_{\rm H} = 1000 \eta_{\rm o} \frac{\pi d^2}{4} z n_{\rm H} D t g \alpha,$$
 (2.15)

где  $\eta_o$  – объемный КПД насоса;

 $n_{\rm H}$  — частота вращения блока, мин<sup>-1</sup>.

**Радиально-поршневой насос** – это роторная гидромашина, оснащенная вытеснителями в виде поршней или плунжеров, у которой возвратно-поступательное движение поршней происходит в радиальном направлении.

Радиально-поршневой насос (рисунок 2.6) однократного действия состоит из статора 4 и ротора 1, который установлен в статоре с эксцентриситетом e. Ротор снабжен цилиндрическими отверстиями, в которых поршни 2 совершают возвратно-поступательное движение, а также распределителем жидкости 3 с напорным A и всасывающим B отверстиями. За один оборот ро-

тора каждый поршень совершает два хода: первый (всасывающий) – от центра всасывания через отверстие Б распределителя, второй (напорный) – при враще-

нии ротора к центру нагнетания через отверстие А. Количество поршней влияет на качество работы насоса: чем больше поршней, тем меньше пульсаций потока жидкости. Радиально-поршневые насосы развивают давление до 25 МПа при частоте вращения ротора от 1500 до 6000 мин<sup>-1</sup>.

Радиально-поршневые гидромашины используют для передачи больших крутящих моментов при невысокой частоте вращения вала, поэтому в объемном гидроприводе радиальнопоршневые моторы устанавливают непосредственно на ведущих колесах. Ограниченное использование таких гидромоторов объясняется упомянутой спецификой их технических возможностей и высокой стоимостью.

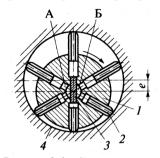


Рисунок 2.6 — Схема радиальнопоршневого насоса: А — напорное отверстие; Б — всасывающее отверстие; I — ротор; 2 — поршень; 3 — распределитель жидкости; 4 — статор

Рабочий объем радиально-поршневого насоса  $V_{\rm o}$ , дм $^{3}$  определяют по формуле

$$V_{o} = 1000 \frac{\pi d^{2}}{2} \kappa ez, \qquad (2.16)$$

где d — диаметр цилиндра, м;

 $_{\rm K}$  – кратность действия;

e – эксцентриситет, м;

z — число поршней.

Подача насоса, л/мин, составляет

$$Q_{\rm H} = 1000\eta_{\rm o} \frac{\pi d^2}{2} \kappa ez n_{\rm H}.$$
 (2.17)

3 1 1 1 1 1 1

Рисунок 2.7 – Схема пластинчатого насоса:

A — окно в зоне всасывания, B — окно в зоне нагнетания; B — полость; I — ротор, 2 — пластина; 3 — корпус (статор)

Пластинчатый (лопастной) насос — это роторно-поступательная гидромашина с рабочими органами в виде пластин. Пластинчатые насосы могут быть одно- и многократного действия.

На рисунке 2.7 приведена принципиальная схема пластинчатого насоса од-

нократного действия, который состоит из корпуса (статора) 3, в котором с осевым эксцентриситетом e установлен ротор I, в пазах которого размещены пластины 2.

При вращении ротора пластины одновременно совершают возвратнопоступательное движение в пазах под действием центробежных сил. Рабочими камерами являются объемы, ограниченные соседними пластинами и поверхностями ротора и корпуса. При вращении ротора жидкость поступает в
зону всасывания из гидробака через окно А, расположенное в боковой стенке
насоса. Она заполняет объем между пластинами в зоне всасывания и затем
при вращении ротора за счет уменьшения объема между пластинами и корпусом под напором вытесняется через окно Б в напорную линию. Лопастные
насосы развивают давление до 16–25 МПа при КПД 0,80–0,85. Частоты их
вращения находятся в диапазоне 1000–1500 мин<sup>-1</sup>. Несмотря на компактность
и простоту в производстве, их практически не применяют в приводах машин
для земляных работ из-за ограниченных эксплуатационных характеристик.

Рабочий объем пластинчатого насоса  $V_0$ , дм<sup>3</sup> определяют по формуле

$$V_0 = 2 \cdot 1000 \kappa e(\pi d - \delta z)b, \qquad (2.18)$$

где к- кратность действия;

e – эксцентриситет, м;

d — диаметр цилиндра, м;

 $\delta$  – толщина пластины, м;

z — число пластин;

b – ширина пластины, м.

Подача насоса, л/мин,

$$Q_{\rm H} = \eta_{\rm o} V_{\rm o} n_{\rm H} \,. \tag{2.19}$$

Объемные гидропередачи являются основой гидропривода. В объемной гидропередаче имеются две основные гидравлические машины, соединенные между собой трубопроводами: объемный гидронасос, преобразующий поток механической энергии (крутящий момент) в поступательный силовой поток гидравлической энергии, и гидромотор, преобразующий гидравлический поток в механический крутящий момент.

По типу передачи жидкости от насоса к мотору объемные гидропередачи бывают открытые и закрытые (без доступа воздуха к жидкости). В открытых гидропередачах жидкость из бака подается насосом к исполнительному механизму (гидроцилиндру) и, совершив работу, возвращается в бак.

Открытые гидропередачи используют в основном в системе «насос – гидроцилиндр», например, для привода элементов рабочего оборудования (стрелы, рукояти, ковша) одноковшового экскаватора.

Закрытые гидропередачи используют в системе «насос – гидромотор». Они отличаются большей компактностью, чем открытые, поскольку имеют бак небольших размеров и подпитывающий насос, предназначенный только

для пополнения утечки рабочей жидкости. В закрытых гидропередачах циркулирует значительно меньше жидкости, чем в открытых, поэтому ее необходимо охлаждать.

*Гидромоторы* могут быть низко- и высокомоментными.

*Низкомоментные гидромоторы* являются быстроходными двигателями и характеризуются малыми величинами отношения  $\frac{M}{w}$  (от 0,06 до 60 H·м·c<sup>-1</sup>).

Высокомоментные гидромоторы являются тихоходными с большими значениями  $\frac{M}{\omega}$ , достигающими 1200 H·м·с<sup>-1</sup>. Если  $\omega$  < 10 рад/с и M > 1000 H·м, то гидродвигатель считается высокомоментным.

Как было отмечено, роторные гидромашины обладают свойством принципиальной обратимости, т. е. могут работать и как насосы, и как гидромоторы. В приводах машин для земляных работ предпочтительно использовать однотипные гидромашины (насосы и моторы) одного типоразмера.

КПД гидромашины (насоса) характеризует все потери, которые складываются из объемных и гидромеханических потерь.

*Объемные потери*, которые оценивают объемным КПД  $\eta_o$ , возникают изза утечки и циркуляции жидкости из области высокого давления в область низкого.

*Гидравлические потери* включают две составляющие – местные потери и потери на трение по длине. Местные потери – это потери в местных гидравлических сопротивлениях, к которым относят поворот, сужение или расширение, а также различные гидроустройства типа вентилей, жиклеров и др. Потери на трение по длине вызваны как внутренним трением в жидкости, так и трением по стенкам труб постоянного сечения. Соответственно, гидравлические потери характеризуются гидравлическим КПД  $\eta_{\rm M}$ .

*Механические потери* характеризуют механическим КПД  $\eta_{\text{м}}$ , они связаны с потерями энергии на трение в подшипниках, уплотнениях и др.

Таким образом, полный КПД насоса

$$\eta_{\rm H} = \eta_{\rm o} \eta_{\rm \Gamma} \eta_{\rm M} \,. \tag{2.20}$$

В машинах большой мощности используют *мотор-колеса*, которые приводят от *индивидуальных гидромоторов*. Мотор-колесо представляет собой автономный блок, состоящий из двигателя, муфты, редуктора, тормоза и колеса. Применение гидропривода с рабочим давлением 16–32 МПа позволяет размещать привод в ступице колеса. Это упрощает конструкцию трансмиссии за счет исключения коробок передач, раздаточных коробок, мостов, карданных валов, облегчает компоновку машины и повышает ее проходимость и маневренность. Например, в мотор-колесе экскаватора на

колесном ходу мощность индивидуального гидромотора реализуют непосредственно на колесе через ступичный планетарный редуктор.

Силовые гидроцилиндры (гидродвигатели с возвратно-поступательным движением подвижного звена) являются одними из самых важных элементов гидросистемы любой машины. К основным вариантам их использования относят, во-первых, все рабочие процессы, связанные с возвратно-поступательным движением рабочих органов машин, во-вторых, установку рабочего оборудования и изменение его положения, например, его перевод из транспортного в рабочее положение и др.

В машинах используют гидроцилиндры одностороннего действия, передающие принудительное движение звену только в одном направлении, и двухстороннего действия, у которых подвижное звено может принудительно перемещаться в противоположных направлениях.

К отмеченным особенностям гидропривода следует добавить следующие достоинства объемных гидропередач:

- бесступенчатое регулирование крутящего момента в широком диапазоне и его плавная передача на исполнительный механизм;
- бо́льшая свобода компоновки трансмиссии и сравнительная простота подвода мощности к ходовому оборудованию и рабочим органам машины;
- возможность реверсирования хода и регулирования торможения без дополнительных устройств;
  - предохранение двигателя от перегрузок;
  - легкость и простота управления.

К их недостаткам можно отнести следующее:

- КПД меньше, чем у механической трансмиссии;
- трудности уплотнения при больших значениях давления (более 30 МПа);
- зависимость КПД от температурных условий.

Объемные гидропередачи являются самыми распространенными в машинах для земляных работ. Современные системы автоматического регулирования их работы для поддержания режима максимальной мощности и оптимальной экономичности ДВС обеспечивают объемным гидропередачам высокую конкурентоспособность.

Схему «насос — гидромотор — механическая передача — рабочий орган» используют при передаче движения активным рабочим органам вращательного действия. Их мощности (  $N_{\rm H}$  ,  $N_{\rm FM}$  ,  $N_{\rm DO}$  , кВт) связаны соотношениями:

$$N_{\rm H} = \frac{N_{\rm PM}}{\eta_{\rm H}} \,, \tag{2.21}$$

$$N_{_{\rm FM}} = \frac{N_{\rm po}}{\eta_{_{\rm FM}} \, \eta_{_{\rm MeX}}} = \frac{M_{\rm po} \omega_{\rm po}}{\eta_{_{\rm FM}} \, \eta_{_{\rm MeX}}} \,, \tag{2.22}$$

где  $\eta_{\text{гм}} - K\Pi Д$  гидромотора,  $\eta_{\text{гм}} = \eta_o$  ;

 $\eta_{\text{мех}} - \text{КПД}$  механической передачи между гидромотором и рабочим органом:

 $M_{po}$  – расчетный момент сопротивления на рабочем органе, кН·м;

 $\omega_{po}$  – угловая скорость вращения рабочего органа, рад/с.

Мощность, кВт, которую развивает насос, зависит от его подачи  $Q_{\rm H}$ , л/мин,

$$N_{\rm H} = \frac{100Q_{\rm H}\Delta p_{\rm H}}{60n_{\rm H}},\tag{2.23}$$

где  $\Delta p_{_{\rm H}}$  – перепад давлений на входе и выходе насоса, МПа.

Крутящий момент на валу гидромотора, кН м,

$$M_{\rm \scriptscriptstyle FM} = \frac{1}{2\pi} \eta_{\rm \scriptscriptstyle FM} \Delta p_{\rm \scriptscriptstyle M} V_{\rm \scriptscriptstyle O} \,, \tag{2.24}$$

где  $\Delta p_{\text{м}}$  – перепад давления в гидромоторе, МПа,  $\Delta p_{\text{м}} \approx 0.9 p_{\text{ном}}$ ;

 $p_{\text{ном}}$  – номинальное давление в гидросистеме, МПа;

 $V_{\rm o}$  – рабочий объем, дм<sup>3</sup>.

Передаточное число механической передачи между гидромотором и рабочим органом

$$u_{\rm M} = \frac{M_{\rm po}}{\eta_{\rm Mex} M_{\rm PM}} \,. \tag{2.25}$$

Подача  $Q_{\rm H}$  зависит от характеристик гидросистемы и типа насоса, ее определяют по формулам (2.13), (2.15), (2.17) и (2.19).

Схему «насос – гидроцилиндр – рабочий орган» используют при необходимости изменения положения рабочих органов или передачи исполнительным механизмам возвратно-поступательного движения. Для реализации этого вида движения применяют в основном поршневые цилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком. Усилия на штоке, определяющие технические возможности гидроцилиндров, зависят от их геометрических характеристик и давления рабочей жидкости.

Для гидроцилиндра с *поршневой* рабочей полостью усилие выдвижения штока, кH,

$$F_{\text{выд}} = \frac{\pi}{4.1000} \eta_{\text{II}} \left[ (p_{\text{II}} - p_{\text{III}}) D^2 + p_{\text{III}} d^2 \right], \tag{2.26}$$

где  $p_{\Pi}, p_{\Pi}$  — давление в поршневой и штоковой полостях соответственно, МПа;

 $\eta_{\text{u}}$  — механический КПД гидроцилиндра,  $\eta_{\text{u}}$  = 0,85...0,95; D, d — диаметр поршня и штока соответственно, м.

Для гидроцилиндра со *штоковой* рабочей полостью усилие вытягивания штока, кH,

$$F_{\text{выт}} = \frac{\pi}{4.1000} \eta_{\text{II}} \Big[ (p_{\text{II}} - p_{\text{II}}) D^2 - p_{\text{II}} d^2 \Big]. \tag{2.27}$$

Чтобы скорость перемещения штока была одинакова в обоих направлениях, должно соблюдаться условие:

$$d^2 = \frac{D^2}{2} (2.28)$$

Достоинства гидропередач широко используют в комбинированных трансмиссиях машин для земляных работ в сочетании с другими типами передач. К ним относятся гидромеханические трансмиссии (ходовые приводы), пневмогидравлические (тормозные системы) и электрогидравлические (системы управления) приводы. Большой эффект дает совмещение механических и гидравлических передач, т. е. создание гидромеханических трансмиссий. В настоящее время термин «гидромеханические трансмиссии» относят к сочетанию механических передач как с гидростатическими, так и с гидродинамическими передачами. Соответственно, их называют гидромеханическими трансмиссиями с гидростатическим и гидродинамическим

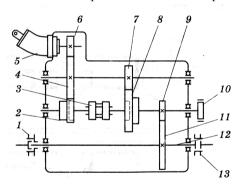


Рисунок 2.8 — Схема гидромеханической трансмиссии с гидромотором: 
1 — зубчатая полумуфта включения переднего ведущего моста; 2, 4, 6, 8, 11 — зубчатые колеса; 3 — зубчатая полумуфта переключения передач; 5 — гидромотор; 7, 9 — валы-шестерни; 10 — тормоз; 12 — выходной вал; 13 — зубчатая полумуфта

компонентами. В качестве гидростатического компонента используют связку «насос – гидромотор», а в качестве гидродинамического – гидродинамической муфту или гидродинамический трансформатор.

Гидромеханические трансмиссии с гидростатическим компонентом применяют на машинах, рабочий процесс которых происходит на малых скоростях и при больших тяговых усилиях. На рисунке 2.8 приведена схема ходовой гидромеханической трансмиссии пневмоколесного экскаватора, содержащей гидромотор в сочетании с двухскоростной коробкой передач.

Привод хода осуществляют от гидромотора 5 через коробку передач на карданную передачу, ведущий мост и ведущие колеса. Такие трансмиссии, наряду с функциями привода хода и поворота, выполняют функции тормоз-

ных систем, которые блокируют движение машины при остановке двигателя. Их используют в экскаваторах, бульдозерах, катках и других машинах.

Гидромеханические трансмиссии с гидродинамическим компонентом применяют в приводах хода многих машин для земляных работ (автогрейдеров, колесных бульдозеров и погрузчиков, катков и др.). Их основой являются гидродинамические передачи, к которым относятся гидромуфты и гидротрансформаторы. В них механическая энергия ДВС преобразуется в кинетическую энергию потока жидкости, которая затем вновь трансформируется в механическую энергию. Принцип их действия состоит в том, что в едином корпусе гидромашины поток рабочей жидкости (маловязкого минерального масла с присадками), разогнанный лопастями насосного колеса (от вала ДВС), передает большую часть своей кинетической энергии лопастям турбинного колеса и тем самым заставляет вращаться вал турбины. Если сопоставить эту передачу с гидрообъемной, то функции гидронасоса выполняет насосное колесо, а гидромотора — турбинное. Но при этом они передают мощность только на расстояния, ограниченные их габаритами.

Гидромуфты (ГМ) служат для бесступенчатого изменения скорости вращения рабочего органа, но без изменения его крутящего момента.

Гидротрансформаторы (ГТ) имеют более слож-ную конструкцию, которая позволяет управлять и скоростью вращения рабочего органа и его крутящим моментом.

*Гидромуфта* (ГМ) состоит из корпуса (рисунок 2.9), в котором соосно установлены два лопастных колеса, а также подшипников и других деталей.

Насосное колесо 3 соединено с двигателем через входной вал 1, а турбинное 4 связано выходным валом 5 с исполнительным механизмом. Каждое из лопастных колес имеет конструкцию в виде половины торообразной полости с плоскими радиально расположенными лопатками, а вместе оба колеса образуют в корпусе торообразную полость. Она на 3/4 своего объема заполнена рабочей жилкостью.

При вращении насосного колеса жидкость за счет центробежных сил раскручивается при помощи лопаток и отбрасывается от оси вращения к периферии колеса. В результате в периферийной зоне создается повышенное давление и происходит перетекание жидкости в полость турбинного

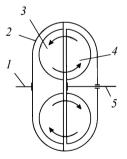


Рисунок  $2.9 - \Gamma$ идромуфта: I – входной вал (от ДВС); 2 – корпус; 3 – насосное колесо; 4 – турбинное колесо; 5 – выходной вал

колеса. При переходе рабочей жидкости в полость турбинного колеса она воздействует на лопатки турбины, заставляя последнюю вращаться. Поскольку жидкость отдает свою энергию турбинному колесу, ее скорость уменьшается, при этом она смещается от периферии колеса к его оси вра-

щения и переходит из полости турбинного в полость насосного колеса. Далее рабочий процесс повторяется: жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру.

Гидромуфты размещают между ДВС и исполнительными механизмами. Их используют для автоматического бесступенчатого изменения скорости движения рабочего органа в зависимости от внешней нагрузки, а также в качестве предохранительных муфт для защиты ДВС от перегрузок. В приводах с гидромуфтами двигатель можно запускать без отключения трансмиссии.

Они не предназначены для преобразования величины и направления крутящего момента. Поскольку в гидромуфте не происходит изменения крутящего момента (крутящие моменты на валах насосного и турбинного колес равны, т. е.  $M_{_{\rm H}} = M_{_{\rm T}}$ ), ее КПД численно равен передаточному числу:

$$\eta_{\rm \scriptscriptstyle FM} = \frac{N_{_{\rm \scriptscriptstyle T}}}{N_{_{\rm \scriptscriptstyle H}}} = \frac{M_{_{\rm \scriptscriptstyle T}}\omega_{_{_{\rm \scriptscriptstyle T}}}}{M_{_{\rm \scriptscriptstyle H}}\omega_{_{_{\rm \scriptscriptstyle H}}}} = \frac{\omega_{_{_{\rm \scriptscriptstyle T}}}}{\omega_{_{_{\rm \scriptscriptstyle H}}}} = u_{_{\rm \scriptscriptstyle FM}},$$
(2.29)

где  $N_{\rm T}$ ,  $N_{\rm H}$  – мощность на валах турбинного и насосного колес, кВт;

 $M_{_{\rm T}},\ M_{_{\rm H}}-$  крутящие моменты на турбинном и насосном колесах, к<br/>Н·м;

 $\boldsymbol{\omega}_{_{T}}$  ,  $\boldsymbol{\omega}_{_{H}}$  – угловая скорость турбинного и насосного колес,  $c^{\text{-}1};$ 

 $u_{\scriptscriptstyle \Gamma M}$  – передаточное число ГМ.

При этом КПД гидромуфты не является постоянной величиной. Он меняется от нуля (в момент включения) до максимальных значений -0.97-0.98 (при движении с постоянной скоростью).

Поскольку в гидромуфте отсутствует жесткая механическая связь между колесами, турбинное колесо отстает от насосного, в результате чего угловая скорость выходного вала будет меньше скорости входного, т. е.  $\omega_{\rm T} < \omega_{\rm H}$ . Это отставание характеризуют *скольжением* (безразмерным кинематическим параметром). Скольжение S связано с угловыми скоростями колес следующим соотношением:

$$S = \frac{\omega_{\rm H} - \omega_{\rm T}}{\omega_{\rm H}} = 1 - \frac{\omega_{\rm T}}{\omega_{\rm H}} = 1 - u_{\rm FM}. \tag{2.30}$$

Гидромуфты по сравнению с фрикционными сцеплениями, применяемыми в механических трансмиссиях, значительно снижают динамические нагрузки в двигателе, не требуют регулировок в эксплуатации, упрощают управление и повышают проходимость машины.

**Гидротрансформатор** (ГТ) устанавливают между двигателем и коробкой передач. Он обеспечивает бесступенчатое изменение крутящего момента на каждой из передач и смену передач без выключения сцепления. ГТ (рисунок 2.10) имеет, помимо насосного и турбинного колес, специальный

элемент (его устанавливают между колесами), а также корпус, подшипники и другие детали. Специальный элемент называют реактором, поскольку благода-

ря ему в полости ГТ возникает реактивный момент и изменяется не только частота вращения выходного вала (как в гидромуфте), но и крутящий момент, передаваемый от входного к выходному валу.

Таким образом, ГТ (см. рисунок 2.10) содержит три рабочих колеса: насосное 4, турбинное 3 и реакторное 5. Основное отличие конструкции колес ГТ от колес муфты состоит в том, что они имеют сложный криволинейный профиль лопаток. Реактор 5 может быть установлен неподвижно или может вращаться на обгонной муфте 6.

При работе гидротрансформатора насосное колесо 4 жестко соединено с его корпусом 2, который приводят во вращение коленчатым валом 1 двигателя. При этом масло захватывается лопатками вращающегося насосного колеса 4, отбрасывается центробежной силой к наружной окружности и попадает на лопатки турбинного колеса 3. Благодаря создаваемо-

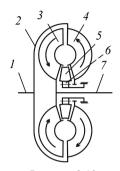


Рисунок 2.10 — Гидротрансформатор: 1 — входной вал (от ДВС); 2 — корпус; 3 — турбинное колесо; 4 — насосное колесо; 5 — реакторное колесо; 6 — обгонная муфта; 7 — выходной вал

му при этом напору колесо приводится во вращение вместе с выходным валом 7. Затем жидкость попадает на лопатки неподвижно закрепленного реакторного колеса 5, которое изменяет направление потока жидкости, и опять поступает к насосному колесу. Таким образом, рабочая жидкость непрерывно циркулирует по замкнутому кругу внутренней полости рабочих колес и участвует в общем вращении с колесами.

Лопатки неподвижного реакторного колеса изменяют направление проходящего через него потока жидкости. При этом на лопатках реактора возникает усилие, вызывающее появление реактивного момента. При большой разнице скоростей между насосом и турбиной реактивный момент будет добавляться к моменту на турбине. В результате крутящий момент на турбинном колесе будет больше момента на насосном колесе. По мере выравнивания скоростей насосного и турбинного колес реактор, благодаря муфте свободного хода, начинает свободно вращаться, что сопровождается увеличением КПД и снижением коэффициента трансформации.

Итак, если реактор неподвижен, то при изменении внешней нагрузки в ГТ преобразуется (изменяется) не только скорость, но и крутящий момент. При этом вне зависимости от внешней нагрузки момент и угловая скорость на насосном колесе (т. е. и на валу ДВС) изменяются незначительно, чем обеспечивается защита ДВС от перегрузок. Однако наличие неподвижного реактора снижает КПД гидротрансформатора: его максимальные значения не превышают 0,85–0,87.

КПД гидротрансформатора определяют по формуле, связывающей коэффициент трансформации с передаточным числом:

$$\eta_{\rm TT} = \frac{N_{\rm T}}{N_{\rm H}} = \frac{M_{\rm T}\omega_{\rm T}}{M_{\rm H}\omega_{\rm H}} = \kappa_{\rm Tp}u_{\rm TT},\tag{2.31}$$

где  $_{\rm K_{\rm Tp}}$  – коэффициент трансформации (или динамическое передаточное число),

$$\kappa_{\rm Tp} = \frac{M_{\rm T}}{M_{\rm H}} = \frac{M_{\rm H} + M_{\rm p}}{M_{\rm H}},$$
(2.32)

 $M_{\rm T}, M_{\rm H}, M_{\rm P}$  — крутящие моменты на валах турбинного, насосного и реакторного колес соответственно, кН·м;

 $u_{\rm rr}$  – передаточное число ГТ.

Крутящий момент на валу насосного колеса, к ${
m H}{}^{\cdot}{
m M}$ , определяют по формуле

$$M_{\rm H} = \frac{\lambda \rho \omega^2 D^5}{1000} \,, \tag{2.33}$$

где λ – безразмерный коэффициент крутящего момента, зависящий от режима работы гидропередачи;

 $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

 $\omega$  – угловая скорость вращения колеса, рад/с;

D – наибольший диаметр рабочей полости, м.

Мощность на валу насосного колеса, кВт,

$$N_{\rm H} = \frac{\lambda \rho \omega^3 D^5}{1000} \,. \tag{2.34}$$

Если реакторное колесо установлено на обгонной муфте, муфта включается автоматически при малых нагрузках и освобождает реакторное колесо, вследствие чего оно вращается вместе с насосным и турбинным колесами. В этом случае гидротрансформатор становится гидромуфтой, поскольку у него отсутствует неподвижное реакторное колесо. Как следствие, при работе в режиме гидромуфты существенно повышается КПД гидромашины. Соответственно, при переходе в режим гидромуфты коэффициент трансформации  $\kappa_{\rm Tp}=1$ , а формула (2.31) преобразуется в формулу (2.29).

Гидромашину, совмещающую функции гидротрансформатора (с изменением крутящего момента) и гидромуфты (без изменения момента), называют комплексным гидромрансформатором и часто применяют в приводах хода машин для земляных работ и автотранспортных средств. По мере разгона и увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя момент на турбинном колесе уменьшается и становится равным моменту на насосном колесе (при  $\kappa_{\tau p} = 1$ ). При этом ГТ переходит в режим работы ГМ (без преоб-

разования крутящего момента). При снижении частоты вращения коленчатого вала ГТ возвращается в свой основной режим эксплуатации (с преобразованием крутящего момента). Таким образом, в широком диапазоне передаточных чисел такая гидромашина может работать как гидротрансформатор, а в узком диапазоне больших передаточных чисел — как гидромуфта. Это обеспечивает значительное (до 10 %) повышение КПД: с 0,85–0,87 до 0,94–0,98.

Гидротрансформатор (заменяющий муфту сцепления в механических трансмиссиях) или реже гидромуфту устанавливают между двигателем и механической коробкой передач.

Гидротрансформаторы, помимо упомянутых достоинств гидромуфт, обладают свойством автоматического бесступенчатого изменения передаточного числа в зависимости от момента сопротивления на турбинном колесе. Это свойство дает возможность использовать ГТ в трансмиссии машины как коробку передач с бесступенчатым изменением передаточного числа. Однако при этом в трансмиссии должен быть установлен дополнительный механический редуктор для получения заднего хода.

Основным недостатком гидродинамических машин (ГМ и ГТ) является передача мощности только на расстояния, ограниченные их габаритами, и передача только вращательного движения. Следует также иметь в виду, что для этих гидромашин необходима дополнительная гидросистема с вспомогательным насосом для подпитки рабочей жидкостью.

Совмещение механических трансмиссий с гидродинамическими передачами обеспечивает эффективное управление приводом. Последние дают быстрый разгон и торможение, хорошо гасят крутильные колебания, выполняют функции автоматических бесступенчатых коробок скоростей и согласовывают работу механизмов, получающих энергию от одного приводного двигателя. На многих машинах для земляных работ применяют гидротрансформаторы, которые выполняют предохранительные функции. ГТ надежно ограничивает нагрузки, передаваемые от исполнительных механизмов к двигателю, поскольку при резкой остановке трансмиссии эти нагрузки в несколько раз превышают номинальные.

Как правило, гидромеханическая трансмиссия с гидродинамическим

Как правило, гидромеханическая трансмиссия с гидродинамическим компонентом состоит из гидротрансформатора (по существу бесступенчатой гидродинамической коробки передач), механической коробки передач (вальной или планетарной), системы маслопитания гидротрансформатора и гидроэлектрической (или пневмогидроэлектрической) системы управления. Если система управления трансмиссии имеет электронный блок, управляющий работой передачи по заданной программе от сигналов, поступающих от группы датчиков, то такой агрегат является автоматической коробкой передач.

На мощных колесных и гусеничных машинах ГТ применяют в сочетании с планетарными коробками передач. На рисунке 2.11 представлена кинема-

тическая схема ходовой гидромеханической трансмиссии, содержащей  $\Gamma T$  и четырехступенчатую (3+1) планетарную коробку передач.

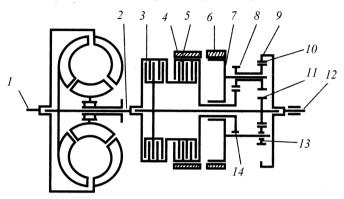


Рисунок 2.11 — Схема гидромеханической трансмиссии с гидротрансформатором: 1 — приводной вал; 2 — входной вал коробки передач; 3, 5 — фрикционы; 4, 6 — ленточные тормоза; 7 — водило; 8, 10, 13 — сателлиты; 9, 11, 14 — шестерни; 12 — выходной вал коробки передач

Такая трансмиссия значительно упрощает управление движением машины, поскольку переключение передач происходит автоматически. При снижении нагрузки она позволяет легко переходить с низшей передачи на высшую, что сокращает время рабочего цикла. При установившемся движении происходит механическая блокировка ГТ и он начинает работать как муфта сцепления. Такими трансмиссиями оснащают автогрейдеры, скреперы, фронтальные погрузчики и другие дорожно-строительные машины.

Как было отмечено, на многих моделях машин для земляных работ используют одновременно как гидродинамические передачи — в ходовых трансмиссиях, так и гидрообъемные — для привода и позиционирования рабочего оборудования.

**Силовые установки ДВС** – **компрессор** используют в приводах пневмомолотов, вибраторов и другого оборудования, а также в системах управления машинами.

Пневматический привод близок по конструкции гидравлическому. В пневматическом приводе механическая энергия силовой установки преобразуется в энергию движения сжатого воздуха (под давлением 0,5–0,8 МПа) и обратно – в движение исполнительного механизма. Пневмопривод конструктивно проще, дешевле и экологически безопаснее гидравлического привода, поскольку функционирует при меньших давлениях и не нуждается в сливных магистралях. Вместе с тем именно необходимость реализации относительно больших давлений делает агрегаты пневмопривода более громоздкими по сравнению с гидравлическим.

К их достоинствам относят плавное включение и торможение механизмов, надежность и простоту обслуживания, малую чувствительность к динамическим нагрузкам и способность переносить перегрузки (вплоть до стопорения).

Недостатками являются невысокая удельная мощность и низкий КПД, трудность точного регулирования параметров (из-за высокой сжимаемости воздуха) и большой шум при работе.

Основными агрегатами пневматического привода являются компрессор,

воздухосборник (ресивер), пневматические двигатели (пневмомоторы и пневмоцилиндры), соединительные воздухопроводы, пневмоаппараты (пневмораспределители, предохранительные, редукционные, обратные клапаны, дроссели), воздушный фильтр и масловлагоотделитель.

Компрессор, предназначенный для выработки сжатого воздуха, приводят двигателем внутреннего сгорания или электродвигателем. На рисунке 2.12 приведена принципиальная схема наиболее распространенного поршневого компрессора.

Он представляет собой цилиндр 4, в котором перемещают поршень 5. Возвратнопоступательное движение поршня обеспечивают приводимым от двигателя 7 коленчатым валом 6 с шатуном 8. На крышке цилиндра устанавливают подпружиненные автоматически действующие клапаны — всасывающий 9 и нагнетающий 3. При движении поршня вниз

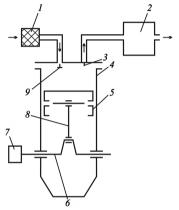


Рисунок 2.12 – Схема поршневого компрессора одноступенчатого сжатия:

1 — фильтр; 2 — воздухосборник; 3 — нагнетающий клапан;

4 – цилиндр; 5 – поршень;

4 – цилиндр; 3 – поршень;6 – коленчатый вал; 7 – ДВС;

8 – шатун; 9 – всасывающий клапан

в цилиндре создается разрежение, вследствие чего автоматически открывается клапан 9, и в рабочую камеру из атмосферы через фильтр I всасывается воздух. При движении поршня вверх клапан 9 закрывается, и воздух в цилиндре сжимается.

Когда давление воздуха в рабочей камере достигает заданного значения (обычно  $0.8\,$  МПа), открывается клапан  $3\,$  и воздух выталкивается из цилиндра в воздухосборник 2. За один оборот коленчатого вала происходит полный цикл работы компрессора: всасывание воздуха, его сжатие и нагнетание.

Поршневые компрессоры бывают одно- и многоцилиндровыми с одно- и многоступенчатым сжатием ( $\eta_{\text{мсc}}=1,1...1,15\eta_{\text{occ}}$ ). В двухступенчатом про- исходит сжатие сначала до 0,2–0,25 МПа, затем до 0,4–0,8 МПа.

Воздухосборник (ресивер) предназначен для накопления сжатого рабочего воздуха, уменьшения пульсации давления в нагнетательной пневмолинии, а также для охлаждения и очистки воздуха от воды и масла.

Конструктивно они похожи на гидромоторы и гидроцилиндры. Но их рабочие цилиндры значительно больше по размерам, чем гидроцилиндры, из-за меньших давлений в пневмосистеме.

Пневмопривод применяют в системах управления ряда машин для земляных работ. В качестве примера на рисунке 2.13 представлена схема пневмопривода одноковшового экскаватора на колесном ходу. Пневмосистема обеспечивает работу тормозов, переключение передач коробки передач, включение и выключение переднего моста и других устройств.

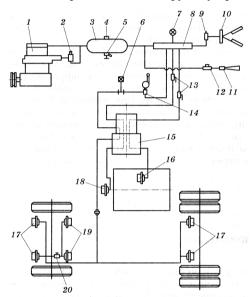


Рисунок 2.13 – Схема пневмопривода одноковшового экскаватора:

1 – компрессор; 2 – регулятор давления воздуха; 3 – ресивер; 4 – предохранительный клапан;

Силовые установки ДВС – электрогенератор используют на крупных машинах для земляных работ и на тягачах большой мощности. Первичным двигателем является ДВС, который приводит в действие электрогенератор. Электрогенератор, в свою очередь, питает током электродвигатели (как постоянного, так и переменного тока), приводящие в действие исполнительные механизмы.

<sup>5 –</sup> кран для слива конденсата и отбора воздуха; 6 – включатель стоп-сигнала; 7 – манометр; 8 – центральный коллектор; 9, 12, 13, 20 – краны; 10 – стеклоочиститель; 11 – сигнал;

<sup>14 –</sup> дифференциальный золотник; 15 – коллектор; 16, 17, 18, 19 – пневмокамеры переключения скоростей, тормозов, включения переднего моста и стабилизатора соответственно

Электрический привод реализуют в двух вариантах:

- 1) в виде комбинированной силовой установки ДВС электрогенератор, которая находится непосредственно на машине, с последующей передачей энергии электродвигателю и далее исполнительным механизмам (этот дизель-электрический привод используют в базовых тракторах, автотранспортных средствах и других автономных машинах);
- 2) в виде сетевого электродвигателя, который получает электроэнергию от источника питания вне машины, т. е. от электросети, и передает механическую энергию исполнительным механизмам (такую схему используют в машинах ограниченной мобильности, например, в кранах и подъемнотранспортных механизмах). Этот вариант можно назвать комбинированным, так как для автономной работы вместо сетевого питания можно подключать двигатель внутреннего сгорания, установленный на машине.

Основой автономного электрического привода являются электрические передачи. В них крутящий момент ДВС передают к исполнительным механизмам через электрогенератор и электродвигатели (как постоянного, так и переменного тока).

Электродвигатели постоянного тока используют в основных тяговых приводах, а электродвигатели переменного тока – как правило, во вспомогательных приводах.

Тяговые электроприводы разделяют на групповой и индивидуальный. Групповой привод состоит из тягового двигателя постоянного тока, кинематически связанного через главную передачу с двумя движителями (гусеничными или колесными). Индивидуальный привод представляет собой отдельный агрегат на каждом ведущем колесе, который состоит из тягового двигателя постоянного тока и редуктора, кинематически связанного с колесом.

**Электродвигатели переменного тока** отличаются простотой в управлении и надежностью в эксплуатации. Они могут выдерживать большие кратковременные перегрузки (предельный коэффициент перегрузки по крутящему моменту, т. е. отношение максимального к номинальному моменту составляет  $\kappa_{\text{пер}} = 1, 8...2, 2$ ).

При сетевом электропитании в основном используют общепромышленные трехфазные асинхронные двигатели (ЭД с контактными кольцами), которые получают энергию от электросети с напряжением 220 и 380 В и частотой 50 Гц. В зависимости от мощности эти двигатели имеют либо короткозамкнутый (при  $N \le 10$  кВт), либо фазовый ротор (при  $10 \le N \le 150$  кВт).

Двигатели с короткозамкнутым ротором удобны в управлении, но для их пуска требуется большой ток (пусковой момент). Как правило, такие двигатели используют в основном для привода лебедок и вспомогательных механизмов.

Двигатели с фазным ротором удовлетворительно работают при частых пусках и торможениях, их частоту вращения можно регулировать. Такие двигатели используют в одноковшовых экскаваторах малой мощности и выполняют взаимозаменяемыми с двигателями внутреннего сгорания.

Электродвигатели постоянного тока являются наиболее подходящими для приводов машин для земляных работ с тяжелым режимом работы. Они обеспечивают плавность пуска и торможения механизмов, имеют значительную перегрузочную способность и экономичность, постоянную готовность к работе и независимость от температуры эксплуатации.

В электрическом приводе, как правило, используют тяговые электродвигатели с последовательным возбуждением, имеющие большой пусковой крутящий момент. При работе под нагрузкой они обладают хорошей способностью к саморегулированию: с повышением нагрузки их крутящий момент увеличивается, а с понижением — уменьшается. Обычно их применяют в экскаваторах средней и большой мощности, на промышленных тракторах большой мощности (более 650 кВт) и большегрузных автотранспортных средствах, а также в приводах мотор-колес тяжелых землеройно-транспортных машин.

Электрическая передача, выполняющая роль коробки передач, в сочетании с механическими передаточными механизмами составляет электромеханическую трансмиссию. В ней крутящий момент вала дизельного двигателя передают через постоянно замкнутую фрикционную муфту, карданный вал и ускоряющий редуктор силовому генератору, который сообщает по-

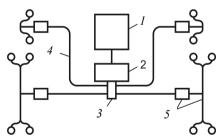


Рисунок 2.14 — Схема привода хода карьерного самосвала БелА3: *I* — двигатель внутреннего сгорания; 2 — электрогенератор; 3 — блок управления; 4 — электрокабель; 5 — мотор-колесо

стоянный ток тяговому электродвигателю. Далее крутящий момент вала двигателя через главную передачу и бортовые редукторы передают на ведущие движители (колеса или звездочки гусеничных лент). На рисунке 2.14 представлена структурная схема электромеханической ходовой трансмиссии самосвала БелА3.

К достоинствам электропривода следует отнести постоянную готовность к работе, простоту общей компоновки и управления (пуска, реверсирования и т. п.), возможность

бесступенчатого регулирования крутящего момента, значительное упрощение механической части привода.

К недостаткам относят сравнительно низкий КПД и большую массу силовых агрегатов (по разным данным в 1,5–4,0 раза больше массы любых других силовых установок).

#### Контрольные вопросы

- 1 Перечислите и поясните требования, предъявляемые к приводам машин для земляных работ.
  - 2 Дайте классификацию приводов по типу силового оборудования.
  - 3 Какие двигатели используют в машинах для земляных работ?
  - 4 Как выбрать ДВС с использованием уравнения баланса мощности?
  - 5 Назовите основные достоинства объемного гидропривода.
  - 6 Изобразите структурную схему гидрообъемного и гидродинамического привода.
- 7 В чем состоят конструктивные и технологические отличия гидромуфты и гидротрансформатора?
  - 8 Перечислите основные элементы гидро- и пневмопривода.
  - 9 Чем отличаются гидрообъемные передачи от гидродинамических?
  - 10 Что такое трансмиссия и каковы ее основные функции?
  - 11 Дайте характеристику основных параметров трансмиссий.
- 12 Назовите основные элементы гидромеханических трансмиссий с гидродинамическим и гидростатическим компонентами.
  - 13 В чем состоят особенности эксплуатации комплексного гидротрансформатора?
- 14 Назовите основные агрегаты пневмопривода и изобразите его структурную схему.
- 15 Назовите основные элементы электропривода автономных машин и их характеристики.
  - 16 Изобразите структурную схему электропривода.

# **3** АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН

Эффективная работа машин в условиях ресурсосбережения и необходимости повышения производительности и качества работ, точности и скорости выполнения технологических операций может быть реализована при максимальной автоматизации и роботизации, позволяющих освободить человека от непосредственного управления технологическим процессом.

Если представить функционирование машины в качестве организованной и упорядоченной совокупности действий двух типов (рабочих операций и операций управления), то при *комплексной автоматизации*, а в последующем — при *роботизации*, выполнение заданных функций всех систем и узлов машины должно осуществляться в автоматическом режиме без участия оператора.

### 3.1 Классификация систем управления

Разработкой технологий автоматического управления транспортными средствами и дорожными машинами активно занимаются различные организации (производители, инженерные центры, военные ведомства, университеты и др.). Поэтому становятся актуальными систематизация и стандартизация разработанных ими решений и полученных результатов для создания нормативно-технической и законодательной базы по эксплуатации машин, управление которых возможно в автономном режиме без участия человека.

В 2012 г. Сообщество автомобильных инженеров SAE (Society of Automotive Engineers,) предложило, а в 2018 г. представило обновленную версию стандарта SAE J3016 Levels of Driving Automation «Системы автоматизированного управления движением автотранспортных средств. Классификация, термины и определения», который является наиболее цитируемым справочником в области автоматизации транспортных средств и формализует шесть уровней автоматизации (таблица 3.1).

В пересмотренном варианте стандарта SAE J3016-2018 добавлены новые термины и определения, некоторые понятия расширены с учетом полученного опыта эксплуатации машин с автономным передвижением.

Следует отметить, что в области систем автоматизации технологических процессов, выполняемых дорожно-строительными машинами, включая машины для земляных работ, аналогичной классификации не существует. Поэтому на данном этапе авторы считают возможным принять за основу классификацию по стандарту SAE J3016-2018 в части управления движением,

а в последующем – инициировать процесс разработки классификации, учитывающей не только специфику движения дорожно-строительных машин в рабочем и транспортном режимах, но и особенности технологических процессов воздействия рабочих органов машин на разрабатываемые объекты.

Таблица 3.1 – Уровни автоматизации транспортных средств по классификации SAE J3016-2018

Уровень	Название	Краткое определение	Контроль рулсвого управления и акселератора тормозов	Контроль окружающей обстановки	Готовность к оперативному перехвату управления в опасной ситуации	Способ- ность системы управлять
0	Автомати- зация отсутствует	Управляет только водитель (оператор)	Водитель (оператор)	Водитель (оператор)	Водитель (оператор)	Отсутст- вует
1	Помощь водителю	Передача вспо- могательной системе одной функции	Водитель и система	Водитель (оператор)	Водитель (оператор)	
2	Частичная автомати- зация	Передача вспомо- гательной системе нескольких функ- ций	Система	Водитель (оператор)	Водитель (оператор)	
3	Условная автомати- зация	Автономное вождение в определенных условиях	Система	Система	Водитель (оператор)	Частично присут- ствует
4	Высокая автомати- зация	Автономное вождение в опре- деленных услови- ях без расчета на оперативное вмещательство человека	Система	Система	Система	
5	Полная автомати- зация	Автономное вождение без участия человека	Система	Система	Система	Присут- ствует

На нулевом уровне все решения о маневрах принимает водитель (оператор). При этом возможно использование системы дисплейных подсказок, но бортовой компьютер не влияет на разгон, торможение и рулевое управление. Оценку окружающей обстановки система не производит.

На первом уровне водитель (оператор) по-прежнему осуществляет полное управление машиной, но появляются элементы активной безопасности (антиблокировочные тормозные и противобуксовочные системы, круизконтроль и др.).

На втором уровне появляется автопилот в его минимальном варианте, который может самостоятельно (без участия человека) поворачивать руль, управлять разгоном и торможением. При этом система автоматизации предусматривает обнаружение пешеходов, велосипедистов и животных на близком расстоянии и применение экстренного торможения при угрозе столкновения.

Автопилот третьего уровня сам может удерживать транспортное средство в потоке и при необходимости менять полосу движения, ускоряться, тормозить и поворачивать руль, избегая столкновений. Для обеспечения кругового обзора системе необходим набор видеокамер и сонаров, а также нескольких радаров (четырех при угле  $90^{\circ}$ ) и одного сканирующего лидара. Однако водитель всегда должен быть готов вмешаться и взять управление на себя, особенно в нештатных ситуациях и сложных дорожных и погодных условиях.

Автопилот четвертого уровня еще более уверенно управляет транспортным средством, но при возникновении экстремальных ситуаций (занос, столкновение, резкое изменение дорожных и погодных условий и т. д.) водитель обязан взять управление на себя.

Пятый уровень в настоящее время является сугубо теоретическим и представляет собой концепцию полного автопилота (робомобиля), в котором водителю отводится роль наблюдателя. Автопилот сам сможет выполнять все функции навигации и управления транспортным средством, не требуя вмешательства человека во всех условиях движения.

Таким образом, несмотря на некоторую условность уровней автоматизации SAE, наиболее принципиальным можно считать различие между вторым и третьим, поскольку на втором уровне контроль за окружающей обстановкой еще возлагается на человека, а начиная с третьего уровня выполняется системой технического зрения.

# 3.2 Структура и основные функции

В зависимости от функций, выполняемых автоматическими устройствами, различают следующие виды автоматизации: управление, регулирование, контроль, защита и диагностика.

**Автоматическое управление** — это процесс автоматического изменения параметров объекта по заданной программе. К характерным операциям управления при помощи автоматических устройств относятся, например, включение и выключение механизмов и агрегатов машин (вентилятора системы охлаждения двигателя и т. п.).

Комплекс технических устройств, содержащий объект управления и автоматическое управляющее устройство, называют *системой автоматического управления (CAY)*.

**Автоматическое регулирование** — это процесс автоматического поддержания выходного параметра объекта на заданном уровне. При этом зна-

чение параметра может изменяться по заданному закону или быть постоянным. К характерным примерам регулирования относится поддержание постоянной частоты вращения коленчатого вала ДВС. Этот процесс осуществляет система автоматического регулирования (CAP).

**Автоматический контроль** – это проверка рабочего процесса (включая процессы управления) и оценка его характеристик, которые осуществляет система автоматического контроля (САК).

**Автоматическая защита** — это совокупность операций, осуществляемых техническими средствами с целью предотвращения экстремальных и аварийных режимов работы. К *системам автоматической защиты* (*CA3*) относятся предохранительные клапаны гидравлических и пневматических систем, различные блокировочные устройства.

**Автоматическое диагностирование** — это процесс определения технического состояния объекта автоматизации, который осуществляет *система* автоматического диагностирования (САД).

Взаимосвязь основных функций автоматического управления можно представить схемой, приведенной на рисунке 3.1.

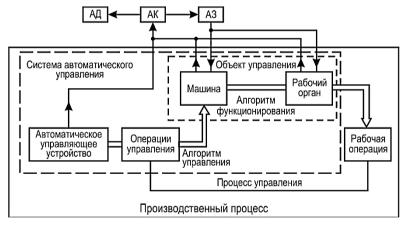


Рисунок 3.1 — Схема взаимосвязи основных функций автоматического управления:

AK – автоматический контроль; AJ – автоматическое диагностирование; A3 – автоматическая защита

Основными задачами автоматизации машин и оборудования, применяемых в дорожно-строительном комплексе, являются:

- повышение безопасности выполняемых работ и обеспечение экологической безопасности окружающей среды;
- повышение энергоэффективности посредством рекуперации энергии и снижения энергозатрат;

- непрерывный контроль технического состояния машины путем проверки работоспособности ее основных систем (двигателя, трансмиссии, гидросистемы, электрооборудования и др.);
- совершенствование системы учета работы машин с целью повышения коэффициента использования и снижения затрат на эксплуатацию;
- повышение производительности и улучшение качества выполняемых работ.

К системам управления дорожно-строительных машин предъявляют следующие основные требования:

- 1) одновременное управление несколькими параметрами (курсом, скоростью движения, поперечным и продольным уклоном, подачей дорожностроительных материалов и др.);
- 2) компенсация воздействия на элементы управления возмущающих воздействий от неровности поверхности, неоднородности разрабатываемых и распределяемых материалов;
  - 3) регулирование параметров в широком временном диапазоне.

#### 3.3 Типология систем управления

В настоящее время наиболее распространенными или перспективными являются следующие системы автоматического управления:

- копирные (угловые);
- лазерные;
- интеллектуальные;
- телематические;
- системы, основанные на искусственном интеллекте.

Копирные системы автоматического управления. Для реализации перечисленных выше задач и требований, а также повышения эффективности дорожно-строительных работ в СНГ выпускают агрегатированные комплекты аппаратуры (АКА). В них системы регулирования и управления машинами составляют из унифицированных элементов, что обеспечивает высокую серийность их производства и надежность в работе. К таким унифицированным системам относятся: «АКА-Дормаш» — для автоматического управления рабочими органами дорожно-строительных машин; «АКА-Бетон» — для автоматизации контроля за работой асфальто- и бетоносмесительных установок, включая взвешивание материалов; «АКА-Кран» — для автоматизации контроля безопасности работы различных грузоподъемных машин, а также осуществления их дистанционного и автоматического управления.

Структурная схема аппаратуры комплекта «АКА-Дормаш» (рисунок 3.2) обеспечивает построение систем для частичной и комплексной автоматизации регулирования, управления и контроля рабочими органами различных машин при выполнении работ по заданным отметкам, уклону и направлению движения.

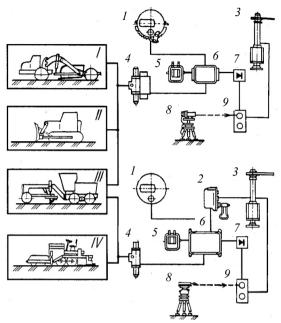


Рисунок 3.2 — Комплект аппаратуры «АКА-Дормаш»: I — Стабилоплан; II — Автоплан; III — Профиль; IV — Стабилослой; I — автономный маятниковый датчик; 2 — шуповой (копирный) датчик; 3 — подъемное устройство; 4 — электрогидрораспределитель; 5 — пульт дистанционного управления; 6 — вспомогательный блок; 7 — согласующее устройство; 8 — лазерный излучатель; 9 — фотоэлектрический приемник

Для скреперов и траншеекопателей применяют систему «Стабилоплан»; для бульдозеров — «Автоплан»; для автогрейдеров и профилировщиков — «Профиль»; для асфальтоукладчиков и других укладочных машин — «Стабилослой». Подобные зарубежные системы (например, немецкая «МОВА Mobile Automation», датская «Mini-Line», американская «Trimble» и др.) работают по такому же принципу, но отличаются комплектующими изделиями.

Аппаратура комплектов включает следующие автономные системы и средства управления:

- маятниковые датчики, установленные на борту машины, для контроля положения рабочего органа;
- копирные системы, обеспечивающие контроль положения по внешнему копиру проволоке (тросу), бордюру, колесу, лыже, поверхности готового покрытия, радио- и световому лучу;
- комбинированные системы, в которых контроль углового положения осуществляется автономными датчиками, а определение положения по высоте – копиром.

По положению рабочего органа машин системы автоматического управления разделяют на одно-, двух- и трехканальные.

При *одноканальных* системах управления рабочий орган машины удерживается в заданном положении в одной плоскости: продольной — у скреперов и бульдозеров, поперечной — у автогрейдеров. К таким системам относятся «Стабилоплан-1» и системы последующих поколений — «Стабилоплан-10» и «Копир-Стабилоплан» — для скреперов, «Автоплан-1» и «Копир-Автоплан-10» — для бульдозеров, «Профиль-1» и «Профиль-10» — для легких и средних автогрейдеров.

При *двухканальных* системах управления стабилизация положения рабочего органа обеспечивается одновременно в продольной и поперечной плоскостях. К этим системам относятся «Комбиплан» для бульдозеров, «Профиль-2» и «Профиль-20» – для средних и тяжелых автогрейдеров, «Стабилослой-1» и «Стабилослой-10» – для асфальтоукладчиков и других укладчиков покрытий. Унифицированный ряд систем автоматического управления типа «Профиль», предназначенных для управления положением рабочих органов, представлен в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Унифицированный ряд систем типа «Профиль»

Наименование системы	Вид системы	Применение системы
Копир-Автоплан-10	Одноканальная (автономная, копир-	Бульдозеры
	ная по жестким направляющим)	
Копир-	Одноканальная (автономная, копир-	Скреперы
Стабилоплан-10	ная по жестким направляющим, ко-	
	пирная по лазерным направляющим)	
Стабилослой-10	Двухканальная комбинированная	Асфальтоукладчики
	(автономная, копирная по жестким	
	направляющим)	
Комбиплан-10	Двухканальная комбинированная	Бульдозеры
	(автономная, копирная по лазерным	
	направляющим)	
Профиль-30	Двухканальная комбинированная	Автогрейдеры,
(включая	(автономная, копирная по жестким	асфальтоукладчики,
Профиль-10	направляющим, копирная по лазер-	дреноукладчики,
и Профиль-20)	ным направляющим)	профилировщики

При *трехканальных* системах управления, помимо фиксации положения рабочего органа в двух ортогональных вертикальных плоскостях, имеется еще и управление движением машины в плане (по курсу). Системы управления «Профиломат-1», «Профиломат-2, -5, -6 и -7» устанавливают на профилировщиках оснований и укладчиках, входящих в комплект машин типа ДС-110 для строительства цементобетонных покрытий.

Перечисленные выше системы получили широкое распространение ввиду своей простоты, невысокой стоимости и низкого порога освоения. Однако они узкоспециализированы, предназначены для выполнения лишь одного типа рабочих операций, что не соответствует современным требованиям увеличения функциональных возможностей базовых машин, не учитывают физические и механические характеристики разрабатываемых сред, не определяют геометрические характеристики установленного рабочего органа и действуют по жестко прописанному алгоритму без возможности адаптации.

Лазерные системы автоматического управления. Ведущие производители дорожно-строительных машин в качестве копиров используют лазерные системы управления. Их можно применять для управления как одной машиной, так и группой машин на значительных площадях и расстояниях (до 1500 м) при больших скоростях движения. Их применение обеспечивает управление курсом машины и толщиной укладываемого слоя, а также автоматическую ориентацию рабочих органов в пространстве. Опорной базой в этой системе служит секторная (в горизонтальной плоскости) или крестообразная форма излучения, образованная пересечением двух секторов.

Для этих целей служат лазерные координаторы различных конструкций. В их числе сканирующие и растровые системы.

Сканирующий координатор (рисунок 3.3, a) состоит из лазерного излучателя 1, который формирует оптический луч 2, воздействующий на фотоприемник 4, установленный на рабочем органе 9 (отвале бульдозера). Полученный фотоприемником сигнал проходит через блок его усиления 5, электронный ключ 6, цифровое измерительное устройство 7 и подается на датчик положения рабочего органа 3, связанного с блоком рассогласования фотоприемника 8.

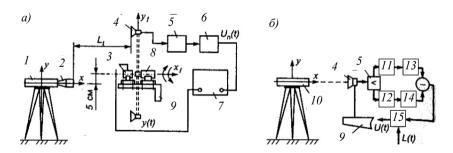


Рисунок 3.3 – Схемы лазерного сканирующего координатора (a) и растрового автокоординатора ( $\delta$ ):

1, 10 — лазерный излучатель; 2 — формирователь оптического луча; 3 — датчик положения; 4 — фотоприемник; 5 — усилитель; 6 — электронный ключ; 7 — цифровое измерительное устройство; 8 — блок рассогласования; 9 — отвал; 11, 12 — фильтры частот; 13, 14 — детекторы; 15 — усилительно-множительное устройство

Растровый автокоординатор (рисунок 3.3,  $\delta$ ) используют для программного управления рабочими органами машин. От сканирующих излучателей он отличается наличием растрового излучателя, фильтров частот 11 и 12, детекторами 13 и 14, а также усилительно-множительного устройства 15.

Вместе с тем на работу лазерных систем могут оказывать влияние погодные условия (повышенная влажность, туман, дождь и т. д.) или любые объекты, перекрывающие собой лазерные излучатели (машины, люди и пр.), что ограничивает их использование только на прямых участках.

**Интеллектуальные системы автоматического управления.** В настоящее время при проектировании строительных объектов получают широкое применение информационные модели и цифровые проекты, построенные на принципах 3D-проектирования и 3D-моделирования.

Внедрение интеллектуальных систем на землеройных и землеройнотранспортных машинах значительно уменьшает объем необходимых геодезических работ, обеспечивает высокую точность вертикальной и горизонтальной планировки получаемой поверхности и автоматический контроль качества после каждого прохода, исключает перерасход строительных материалов и обеспечивает возможность работы как в дневное, так и в ночное время, поскольку оператор ориентируется на показания бортового компьютера и данные, выводимые на экран дисплея.

В комплект упомянутых интеллектуальных комплексов входят унифицированные датчики положения с акселерометрами, оптические приемные устройства сигналов геодезического оборудования, блоки управления и докстанции бортовых компьютеров, а также антенны для приема информации с систем позиционирования. Тем самым машину квалифицируют как трехмерное тело, которое движется в пространстве с определенной скоростью в установленных заранее координатах строительной площадки:

- контрольных точек x, y, h;
- осей ориентации  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , связанных с местным направлением координатной сети (азимут, крен, шаг);
  - назначенного времени для параметров t.

Получаемая в итоге модель пространства строится на основе показаний приборов машины и внешнего приборного обеспечения, расположенного на строительном объекте. При этом блок измерений и блок управления сравнивает информацию, полученную с внешних и внутренних систем регистрации, с заданными цифровым проектом данными, обеспечивая необходимую точность работ.

По методу определения координат и позиционирования рабочего оборудования различают:

-LPS-системы (Local Positioning System) с роботизированным электронным тахеометром, следящим за круговой призмой, зафиксированной на машине с помощью мачты;

- GNSS-системы (Global Navigation Satellite System) с использованием для измерений спутниковых сигналов систем GPS/ГЛОНАСС в режиме реального времени;
- *mmGPS*-системы (*Millimiter-GPS*) с использованием для измерений спутниковых сигналов и данных от проецируемой излучателем лазерной плоскости.

Системы LPS обеспечивают точность установки рабочего органа до нескольких миллиметров (что весьма актуально при выполнении планировочных работ автогрейдерами), однако имеют ограниченные возможности, поскольку тахеометр может работать только с одной машиной в пределах прямой видимости. Поэтому их применение для масштабных проектов нецелесообразно.

GNSS- и GPS-системы. В настоящее время в геодезии для определения пространственных характеристик местности и точного положения объектов в пространстве широко применяют спутниковый метод определения координат. Его использование позволяет существенно сократить время на проведение полевых работ и повысить точность получаемых результатов. К спутниковым радионавигационным системам, реализующим данный метод, относятся глобальная система Navstar GPS (Navigation Satellite Timing and Ranging Global Positioning System), оператором которой является Космическое командование ВВС США (Air Force Space Command), ГЛОНАСС (Глобальная навигационная спутниковая система), оператором которой является Госкорпорация «Роскосмос», а также Galileo, оператором которой является Европейское космическое агентство.

Для функционирования системы навигации и покрытия всей планеты необходимо не менее 24 работающих спутников. Можно создать систему навигации с меньшим количеством спутников, которая будет покрывать только часть территории (это дешевле). По такому пути идет Индия, создавая IRNSS — Индийскую региональную систему навигации, и Китай с системой Beidou, действующей на территорию Китая и близлежащие регионы.

Все системы позиционирования работают по принципу интерпретации известной в геодезии обратной линейной засечки, когда на пересечении прямых определяют координаты искомого пункта, измеряя время прохождения сигналов от спутников до приемника и вычисляя расстояния до спутников. Приемник, находящийся на дорожно-строительной машине, получает сигнал от спутника, в котором передается точное время (на спутнике установлены атомные часы). Местоположение спутника известно, поэтому навигатор приемника по времени, которое затрачено на прохождение сигнала от спутника, вычисляет расстояние до него. Приняв сигнал от трех (и более) спутников, вычисляют координаты местоположения машины. С увеличением числа спутников, посылающих сигналы, и времени работы приемника повышается точность определения координат.

Использование глобальных навигационных спутниковых систем (ГНСС) при определении местоположения имеет существенные преимущества по сравнению с традиционными геодезическими методами:

- исключается необходимость располагать определяемые пункты геодезических сетей в пределах прямой видимости между ними;
- расстояния между определяемыми пунктами могут составлять десятки километров;
- наблюдения осуществляют в любую погоду как в дневное, так и в ночное время;
- измерения и обработка результатов практически полностью автоматизированы;
- координаты геодезических пунктов, поворотных точек границ земельных участков, съемочных станций, характерных точек объектов строительства и недвижимости получают в реальном масштабе времени.

Спутниковая система Navstar GPS (для краткости GPS) является наиболее распространенной и широко используемой. Система состоит из трех сегментов: космического, наземного и пользователей.

Космический сегмент включает 24 искусственных спутника Земли, обращающихся вокруг планеты по шести орбитам, близким к круговым, на высоте около 20145 км, чему соответствует период обращения, равный половине звездных суток (11 ч 57 мин 58,3 с). Наклонение орбит составляет 55°. При этом в любой точке Земли, если нет заслоняющих препятствий, обеспечена одновременная видимость на высоте более 15° от 4 до 11 спутников (рисунок 3.4).

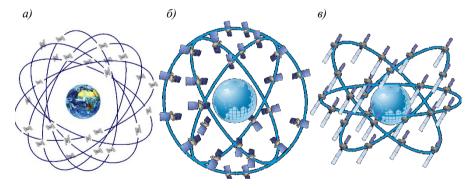


Рисунок 3.4 – Космический сегмент систем GPS (a), ГЛОНАСС  $(\delta)$  и Galileo  $(\epsilon)$ 

Наземный сегмент (управления) определяет параметры орбит и ошибки часов спутников, исполняет передачу навигационной информации на спутники и контроль функционирования технических средств системы. В его состав входят главная контрольная станция, станции слежения и управляющие станции. Сравнение технических параметров ГНСС приведено в таблице 3.3.

<i>Таблица 3.3</i> – <b>Технические параметры различных ГНСС</b>	Таблииа 3.3 –	- Технические па	раметры	различных Г	HCC
--	---------------	------------------	---------	-------------	-----

Параметры	GPS	ГЛОНАСС	Galileo
Число спутников в системе	24	24	30
Число орбит	6 (через 60°)	3 (через 120°)	3
Число спутников на орбите	4 (через 90°)	8 (через 45°)	10
Тип орбиты	Круговая	Круговая	Круговая
Высота орбиты, км	20145	19100	23229
Наклонение орбиты	55°	64,8°	56°
Период обращения	11 ч 57 мин 58,3 с	11 ч 15 мин 44 с	14 ч 4 мин 45 с

GNSS/GPS являются более современными по сравнению с LPS, поскольку обеспечивают работу на значительных расстояниях и могут использоваться одновременно на неограниченном парке машин. Помимо этого, они компактны, энергоэффективны и имеют удобный интерфейс. Основой для них служат базовые опорные стационарные приемники GNSS, установленные в точке с известными координатами, которые выполняют функцию дифференциалов, повышающих точность позиционирования с нескольких метров до нескольких сантиметров, и мобильные антенны, монтируемые непосредственно на машинах. При этом между приемником и антеннами постоянно происходит обмен данными.

В общем случае технология производства дорожно-строительных работ с использованием GPS основана на трех базовых системах (рисунок 3.5):

- спутниковом комплексе;
- комплексе слежения за спутниками (базовой станциии дифференциале, корректирующим радиосигналы из космоса с учетом помех);
- комплексе оборудования на машине (землеройно-транспортной или уплотнительной с установленными на ней антеннами и приемникомнакопителем информации ресивером).

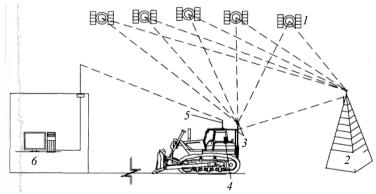


Рисунок 3.5 — Схема управления бульдозером с использованием GPS: l — спутниковый комплекс; 2 — базовая станция — дифференциал GNSS; 3 — антенна GPS; 4 — приемник сигналов GPS; 5 — устройство передачи информации; 6 — компьютер текущего контроля

Основой GPS (см. рисунок 3.5) является группа спутников I, движущихся вокруг Земли по заданным орбитам. Спутники сканируют районы местности радиосигналами, которые принимает приемник 4. Каждый спутник передает два сигнала, в которых имеется информация о взаимном расположении всей группы спутников, а также точные индивидуальные поправки к своей орбите.

На машине устанавливают приемник-накопитель сигналов (ресивер) 4, две антенны 3, которые связаны кабелем с приемником, устройство передачи информации 5 и компьютер 6. Принимая космические сигналы в заданной точке, GPS-приемник 4 вычисляет расстояние до каждого спутника. Для определения собственных координат в трехмерном пространстве (долгота — широта — высота) GPS-приемник учитывает сигналы четырех (и более) спутников. Чтобы уменьшить влияние различных помех (атмосферного воздействия, рельефа местности, сооружений, деревьев и др.), используют базовую станцию 2 — дифференциал GNSS. Дифференциал представляет собой специальный GPS-приемник, по сигналам которого непрерывно корректируется информация, принятая мобильным приемником на машине.

Как было отмечено, при работе системы блок управления в машине непрерывно сравнивает ее фактические координаты (от мобильного ресивера) с заданными проектными параметрами (планом, продольным и поперечным профилем и др.), введенными в его память перед началом работ. При расхождении текущих параметров с заданными вырабатывается сигнал, который после усиления поступает в электрогидрораспределители, управляющие гидроцилиндрами рабочего органа машины. В свою очередь гидроцилиндры меняют положение рабочего органа (например, отвала) до тех пор, пока текущие параметры (план, продольный и поперечный профиль объекта), определяемые положением рабочего органа, не будут совпадать с проектными.

Для эффективного функционирования GNSS/GPS необходимо поддер-

Для эффективного функционирования GNSS/GPS необходимо поддержание устойчивого сигнала высокой точности и постоянной связи как минимум с тремя спутниками. При этом на качество связи могут влиять различные факторы (высокая облачность, плотная городская застройка, работа в тоннелях и др.).

Как следствие, не каждая строительная площадка может удовлетворять данным требованиям. Поэтому для повышения точности передаваемой информации в дополнение к GNSS используют систему RTK (Real Time Kinematic). Она представляет собой сеть из одной или нескольких базовых референцных станций (рисунок 3.6), обменивающихся информацией с использованием специализированного программного обеспечения. При этом спутниковый сигнал, принятый станциями, обрабатывают сервером со специальным программным обеспечением, исправляют и отправляют на машину, на которой установлен приемник RTK. Улучшенный сигнал обеспечивает погрешность величиной всего в несколько сантиметров, что улучшает сигналы GPS/ГЛОНАСС и позволяет более эффективно управлять машинами.

При этом для обмена данными используют радиоканалы, высокоскоростные беспроводные сети (GSM, GPRS, CDMA и др.) или Интернет.

Другим возможным вариантом повышения точности работ машин с GNSS/GPS является установка сдвоенных (twin) или двойных (double) антенн, а также оснащение автономными инерционными датчиками (гироскопами и акселерометрами), которые позволяют определить положение машины даже при потере связи со спутником. Кроме того, существует возможность объединенного использования систем LPS и GNSS в виде упомянутой ранее технологии mmGPS.

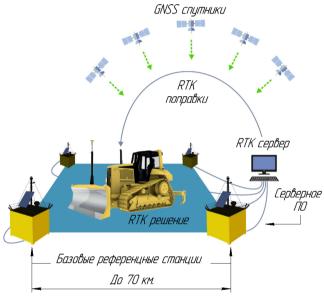


Рисунок 3.6 – Схема работы системы RTK

**Телематические системы.** Развитие технологий коммуникации и телематики (телематика — это комплекс взаимосвязанных автоматизированных систем, решающих задачи управления дорожным движением, а также мониторинга и управления работой всех видов транспорта) способствует внедрению систем дистанционного управления транспортно-технологическими машинами.

Телематические системы разрабатывают для обеспечения безопасности оператора при работе в опасных условиях (повышенная радиация, электромагнитное излучение, высокие температуры, содержание вредных веществ в атмосфере, высокая вероятность опрокидывания машины и т. д.). Помимо этого, они позволяют осуществлять дистанционное управление машинами и в штатном режиме, улучшая эргономические характеристики и оптимизируя условия работы.

Конструктивно дистанционное управление реализуют двумя способами: первый — через пульт дистанционного управления, второй — через пост дистанционного управления.

В первом случае используют переносные пульты или мобильные контроллеры. Оператор при этом находится недалеко от основной машины, контролирует рабочий процесс со стороны и управляет им по радиоканалу. Однако применение радиоканала требует выполнения ряда непростых условий (обеспечения устойчивой связи без искажений, использования защиты от помех и др.).

Во втором случае применяют специальные удаленные посты, по оснащению напоминающие кабину управляемой машины. Их оборудуют органами управления и мониторами, на которые выводят изображение, снимаемое видеокамерами, установленными непосредственно на машине. Вместо мониторов часто используют современные VR-шлемы, что повышает реалистичность процесса. Однако для эффективной работы данных систем требуется использование каналов связи с высокой скоростью передачи и пропускной способностью (например, сети Wi-Fi или Интернета). При этом оптимальное расстояние между постом дистанционного управления и машиной не превышает двух километров.

Последние достижения в области технологий 5G могут предоставить разработчикам таких систем более широкие возможности для создания «строительных площадок будущего» с дистанционным управлением техникой. На рисунке 3.7 представлена схема, разработанная фирмой «NEC». Особенность этой технологии состоит в реализации комбинации уже существующих систем дистанционного управления с сетями нового поколения, обеспечивающих передачу видеоизображения в формате 4К в режиме реального времени. Подобные технологии используют в своих разработках для систем управления автономных транспортно-технологических машин (самосвалов, бульдозеров, экскаваторов и др.) фирмы «Volvo», «Liebherr», «Doosan» и др.



Рисунок 3.7 – Схема 5G-технологии дистанционного управления

Системы автоматического управления на основе искусственного интеллекта. Существующие достижения в области систем автоматизации на основе средств технического зрения позволяют реализовать разработку полностью автономных систем (или автопилотов) для дорожностроительных и транспортно-технологических машин, выполняющих циклические операции (землеройно-транспортные или планировочные работы, укладку или уплотнение дорожно-строительных материалов и т. д.). Это способствует исключению человеческого фактора при выполнении работ, освобождению строительного объекта от людей и как следствие, – повышению качества и безопасности производства работ.

Комплект оборудования технического зрения в общем виде включает в себя GPS и Wi-Fi приемники, оптические дальномеры LIDAR (от англ. *Light Identification Detection and Ranging* – обнаружение, идентификация и определение дальности с помощью света), камеры, а также системы распознавания образов, установленные на штангах машины (рисунок 3.8).

В последние годы ряд ведущих фирм активно разрабатывают и успешно испытывают машины, оснащенные системами автономного управления. Так, фирма «Built Robotics» выпустила полностью автоматизированный погрузчик гусеничного типа с бортовым поворотом, фирмы «Bomag» и «HAMM» — автономные катки, которые могут работать как в автоматическом режиме, так и под управлением оператора, использующего беспроводной пульт.

Развитием систем автоматического и автономного управления является концепция автоматиза-

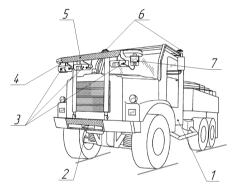


Рисунок 3.8 – Комплект оборудования технического зрения:

1 – базовое шасси; 2 – фронтальный LIDAR;
 3 – камеры; 4, 7 – боковые LIDAR;
 5 – защитный экран; 6 – антенны GNSS/GPS

ции не только одиночной машины, но и комплекса машин, участвующих в общем технологическом процессе, с помощью «облачных хранилищ».

Одним из вариантов реализации этой концепции является создание полностью автоматизированной строительной площадки, оснащенной комплектом автономных машин. В проекте фирмы «Doosan» состав комплекта автономных машин включает одноковшовые экскаваторы, фронтальные погрузчики и шарнирно-сочлененные самосвалы. Основой выполняемых работ является 3D-карта строящегося объекта. Позиционирование и функционирование техники осуществляют посредством алгоритмов, позволяющих выполнять установленные технологическим процессом последовательности

операций и траектории движения машин, а при обнаружении в рабочем пространстве посторонних объектов (людей, других машин и т. д.) или несоответствий с проектными параметрами, – обеспечивать автоматическую остановку и выключение машины.

Комплексное развитие автоматических систем управления основано на интеграции современных информационно-коммуникационных технологий и искусственного интеллекта. Дальнейший прогресс в области дорожностроительной техники связан с созданием технических средств, которые обеспечивают оптимальное воздействие рабочих органов машин на обрабатываемые поверхности и материалы, а также рациональные траектории их движения на основе информации, поступающей от системы технического зрения, и специализированного программного обеспечения.

# 3.4 Методы и средства автоматизированного управления машинами

Ведущие производители дорожно-строительной техники выпускают модели различных по назначению машин, которые оснащают современными автоматическими системами, обеспечивающими высокий уровень качества производимых машинами технологических процессов. Наряду с этим, производители выпускают также устройства и оборудование для модернизации ранее произведенных машин, обеспечивающие рост их производительности и качества выполняемых работ. Следует отметить, что их автоматизация возможна только при наличии в гидросистемах машин электромагнитных устройств управления рабочими органами.

#### 3.4.1 Землеройно-транспортные машины

### Бульдозеры

Бульдозер является сложной для управления и работы машиной. Для точного выведения заданного профиля разрабатываемого участка оператору приходится полагаться на свой опыт и интуицию, что во многих случаях существенно увеличивает производственные затраты за счет потерь рабочего времени и роста расхода топлива.

Для повышения эффективности работы бульдозера используют две системы стабилизации положения рабочего органа: *бескопирную* автономную, в которой используют сигнальные импульсы маятникового датчика (типа ДКБ), и *копирную*, в которой применяют внешние направляющие (трос, бордюр, лазерный луч). Эти системы до сих пор находят применение на постсоветском пространстве.

Бескопирная система автоматического управления рабочим органом бульдозера (типа «Автоплан-10») представлена на рисунке 3.9. Пульт управления 3, а также блоки управления 5 и перегрузки 4 устанавливают в кабине

машиниста. Главный элемент управления — маятниковый датчик 2 располагают на одном из толкающих брусьев. Он подает электрический сигнал в блок управления и представляет собой маятник, соединенный с подвижным контактом потенциометра.

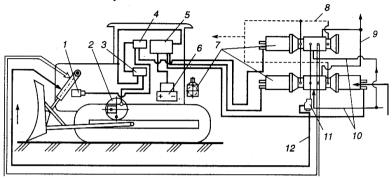


Рисунок 3.9 – Электрогидравлическая схема системы типа «Автоплан-10» на бульдозере:

1 – тахогенератор;
 2 – датчик углового положения отвала;
 3 – пульт управления;
 4 – блок перегрузки;
 5 – блок управления;
 6 – аккумуляторная батарея;

7 – электрогидрораспределители; 8 – дренажный трубопровод; 9 – сливной трубопровод; 10 – питающий трубопровод; 11 – обратный клапан; 12 – напорный трубопровод

Однако описанная система стабилизации положения отвала обеспечивает надежность работы только при постоянной частоте вращения двигателя бульдозера. При снижении частоты вращения, возникающем с увеличением усилий на отвале, механизм контроля системы отключает автомат стабилизации, подавая сигнал на выглубление отвала. После восстановления частоты вращения двигателя до нормальной, контролируемой тахогенератором, вновь включается автомат стабилизации положения отвала, который принимает прежнее заданное положение.

Копирная система (типа «Копир-Автоплан») позволяет контролировать положение рабочего органа бульдозера по внешним жестким направляющим (тросу, бордюру и др.). Ее отличием от бескопирной системы является установка щупового датчика (типа ДЩБ) взамен маятникового.

Более совершенной системой автоматического управления бульдозеров является система с лазерным контролем (типа «Комбиплан-10ЛП»), представленная на рисунке 3.10. Она позволяет управлять положением отвала в продольной и поперечной плоскостях, а также защищать двигатель от перегрузок.

Эта система содержит лазерный нивелир (излучатель) I, который устанавливают на площадке, и фотоприемное устройство (ФПУ) 2, установленное на отвале бульдозера и контролирующее положение отвала относительно луча лазера. Начальную глубину резания задает машинист из кабины

путем установки ФПУ на требуемую высоту H. Отклонение положения ФПУ от заданного (например, при проходе машины по неровностям) вызывает сигнал  $\Delta H$ , который в виде импульса тока попадает в блок управления, воздействует на механизм перемещения ФПУ, который восстанавливает

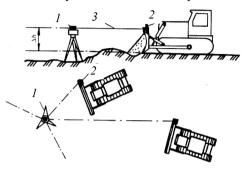


Рисунок 3.10 — Система лазерного контроля планировки поверхности грунта бульдозером:

1 — лазерный нивелир; 2 — приемник;

3 — лазерная плоскость

требуемое положение рабочего органа бульдозера на эту величину. Точность планировки грунта по лучу лазера значительно превосходит другие системы и составляет ±30 мм.

Ведущие производители дорожной техники оснащают современные модели бульдозеров различными системами автоматического управления на базе искусственного интеллекта, действие которых основано на контроле положения отвала. Для этого имеются различные решения, начиная от двухмерной навигации

с использованием лазерных технологий (см. рисунок 3.10) и заканчивая трехмерными системами с использованием ГНСС (см. рисунок 3.5). Эти технические решения повышают общую эффективность земляных работ за счет устранения нескольких промежуточных операций, которые нужны для подготовки площадки при традиционном профилировании. Электронная система автоматического управления на основании данных GPS устанавливает отвал бульдозера в заданное положение согласно цифровой базе данных, которую ввели в программу управления. На экране монитора в кабине оператор может в реальном времени видеть действительный профиль поверхности участка и установить отвал для того, чтобы точно вывести заданный профиль.

Одним из вариантов реализации трехмерных систем с использованием ГНСС является система нивелирования (3D-MC MAX), разработанная фирмой «Торсоп» для бульдозеров «Котаtsu» (рисунок 3.11). Система включает блок управления 2, в котором объединены один или два ГНСС приемника (в зависимости от конфигурации системы), блок управления гидроклапанами, а также УКВ и GSM-модемы для приема уточняющих RTK (от англ. Real Time Kinematic – кинематика в реальном времени) поправок.

Антенну ГНСС 3, установленную в кабине, используют для приема спутниковых сигналов системы GPS/ГЛОНАСС и передачи информации для обработки в ГНСС приемник, встроенный в контроллер MC-R3. Датчики инерции 4 обеспечивают точность определения положения отва-

ла бульдозера по шести направлениям (вперед-назад, вверх-вниз, влевовправо). Радиоантенна 5 предназначена для приема RTK-поправок от базовой ГНСС станции, необходимых для получения сантиметровой точности позиционирования 3D-системы. Электромагнитный клапан 6 осуществляет подачу необходимого давления рабочей жидкости на исполнительные органы машины для обеспечения их автоматической эксплуатации.

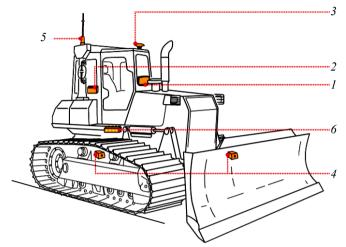


Рисунок 3.11 — Схема 3D-системы управления работой бульдозера: 1 — панель управления; 2 — блок управления МС-R3; 3 — спутниковая антенна ГНСС; 4 —датчики инерции; 5 — радиоантенна; 6 — электромагнитный клапан

Описанную систему нивелирования используют для финишной планировки, которую ранее традиционно выполняли автогрейдеры. Имея эту систему, бульдозер быстро перенастраивают с грубой начальной на точную финишную планировку.

Все большее распространение находят дистанционно управляемые бульдозеры, которые позволяют исключить пребывание людей в опасной зоне работы тяжелой техники. Чтобы решить эту проблему, создают центр управления, в котором постоянно работают операторы, каждый из которых может подключиться к любой машине и управлять ею дистанционно. Всю картину с камер выводят на мониторы рабочего места, которое можно расположить в центре управления вне технологической площадки.

Следует отметить, что в состав многих систем автоматизированного управления входит телематическое оборудование, которое обеспечивает контроль эксплуатационных параметров машины и доступ к этой информации с компьютеров в центральном офисе компании, а также с телефонов и планшетов. В большинстве телематических систем используют односто-

роннюю связь, но в системах фирм «Topcon» и «Trimble» связь является двусторонней, т. е. диалоговой, с помощью которой можно обновлять программу управления.

# Автогрейдеры

Для автоматического управления работой автогрейдера используют копирную и бескопирную системы стабилизации положения рабочего органа, принципы действия которых одинаковы, а также системы управления на базе искусственного интеллекта.

Копирная система (типа «Профиль» и др.) обеспечивает дистанционное управление отвалом, а также автоматическую стабилизацию углового по-

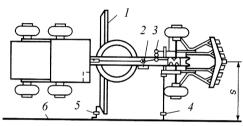


Рисунок 3.12 — Автогрейдер с системой «Профиль-20»:

I – отвал; 2 – датчик ДКБ; 3 – датчик угла поворота; 4, 5 – датчики ДЩБ; 6 – копирный трос

ложения отвала в поперечной плоскости и по высоте. Работа этой системы ведется с использованием жестких направляющих (копирного троса). На рисунке 3.12 приведена схема автогрейдера, оснащенного системой «Профиль-20». Она состоит из пульта управления, датчиков углового положения ДКБ и высотного положения ДЩБ, сравнивающего и усиливающего уст-

ройств, а также реверсивного гидрораспределителя с электроуправлением.

Для стабилизации положения отвала I в поперечной плоскости применяют маятниковый датчик 2, установленный на тяговой раме. Стабилизацию высотного положения отвала в профильной плоскости и движения автогрейдера по курсу осуществляют при совместном действии щуповых датчиков 4 и 5, установленных на отвале и выносной штанге, и копирного троса 6. В сочетании с датчиком 4 работает датчик угла поворота 3, который контролирует положение колес автогрейдера. При этом для стабилизации отвала в продольной плоскости положение копирного троса должно соответствовать заданному профилю, а управляемым параметром в случае контроля курса автогрейдера является расстояние S от оси машины до копирного троса. Сигналы датчиков поступают в блок управления, где они сопоставляются с заданными, затем преобразуются в управляющие сигналы, поступающие на электромагнитные катушки гидрораспределителей, и отрабатываются гидроцилиндрами.

Бескопирная система (например, немецкой фирмы «GS-506 MOBA Nivellirsystem») также содержит пульт управления, контроллер (блок управления), датчики (поворота, продольного и поперечного уклона рабочего органа) и гидрораспределители с электромагнитным управлением.

При этом для контроля высотного положения отвала применяют ультразвуковой датчик или фотоприемник, работающий совместно с лазерным нивелиром (рисунок 3.13). Ультразвуковой датчик обеспечивает непрерывное сканирование базовой контрольной поверхности, а также мониторинг состояния воздушного пространства непосредственно под прибором. В качестве контрольной поверхности используют уже спрофилированное основание, покрытие, бортовой камень или копирный трос.

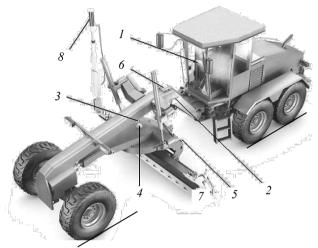


Рисунок 3.13 — Автогрейдер с бескопирной системой управления: I — пульт управления; 2 — контроллер; 3 — датчик продольного уклона; 4 — датчик угла поворота отвала; 5 — датчик поперечного уклона; 6 — гидрораспределитель с электромагнитным управлением; 7 — ультразвуковой датчик высоты отвала; 8 — фотоприемник

Лазерный нивелир применяют для управления высотным положением отвала автогрейдера так же, как и отвала бульдозера.

Помимо упомянутых систем, современные модели автогрейдеров оснащают 3D-системами управления рабочим органом с использованием ГНСС. В результате значительно увеличивается производительность земляных работ и повышается качество формируемой поверхности. В частности, высокая точность профилирования (в диапазоне 20–30 мм) достигается за меньшее число проходов по сравнению с традиционными системами.

В качестве примера такого устройства на рисунке 3.14 представлена схема 3D-системы фирмы «Торсоп». В корпусе блока управления 2 объединены приемник сигналов ГНСС, контроллер управления электромагнитным клапаном и положением рабочего органа, а также УКВ- и GSM-модемы для приема RTK-поправок.

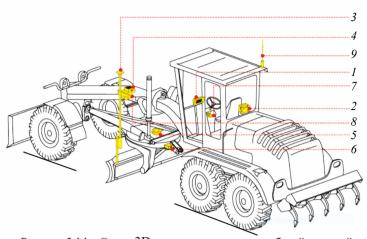


Рисунок 3.14 — Схема 3D-системы управления работой автогрейдера: 1 — панель управления; 2 — блок управления, 3 — антенна; 4 — датчик продольного уклона машины; 5 — датчик поворота отвала в плане; 6 — датчик поперечного наклона отвала; 7 — джойстики управления; 8 — электромагнитный клапан; 9 — радиоантенна

Блок управления автогрейдера принимает сигналы от базовой станции GPS (т. е. GPS-приемника с передающим радиомодемом) о расположении грейдерного отвала и непрерывно сравнивает его реальные координаты с заданными в проекте (в виде 3D-поверхности) и введенными в память бортового компьютера. При расхождении текущих координат с заданными блок управления выдает сигналы в систему электромагнитных клапанов 8, управляющих гидроцилиндрами грейдерного отвала. В свою очередь гидроцилиндры устанавливают отвал на поверхность, параллельную проектной, и меняют его положение при профилировании до тех пор, пока его основные параметры (продольный и поперечный уклон, положение по высоте) не будут совпадать с проектными.

Для получения сантиметровой точности позиционирования 3D-системы используют радиоантенну, которая предназначена для приема RTK-поправок от базовой станции ГНСС.

Используемое в 3D-системах спутниковое оборудование «Торсоп» принимает сигналы как GPS, так и ГЛОНАСС, за счет чего увеличивается количество используемых в обработке спутниковых данных, что отражается на точности и скорости получения координатного решения.

Система 3D-управления может также работать в режиме 2D, для чего ее доукомплектовывают ультразвуковыми датчиками или приемниками лазерного излучения.

В Беларуси системой нивелирования фирмы «Торсоп» оснащают автогрейдер модели АМКОДОР 165 – первый автогрейдер отечественной разработки с колесной формулой 1×2×3. Ее применение открывает новые возможности для отечественных строительных организаций. Во-первых, позволяет исключить цикл различных подготовительных дорожно-строительных работ, в том числе ручную геодезическую разбивку района работ с забиванием многочисленных колышков и привязыванием временных реперов к местности. Во-вторых, за счет использования спутникового (GPS или ГЛОНАСС) оборудования ускоряет выход на проектную отметку с точностью до 15 мм. В-третьих, обеспечивает увеличение производительности в 2–4 раза. В-четвертых, позволяет не останавливать работы даже в темное время суток и при любых погодных условиях.

# Скреперы

При разработке грунта скреперами для их управления используют аппаратуру типа «Копир-Стабилоплан-10Л», оснащенную лазерным устройством, которая обеспечивает точную планировку под заданные отметки и получение различных уклонов поверхности при резании грунта. В состав аппаратуры (рисунок 3.15) входят электрогидрораспределитель I, пульт с блоком управления 2, фотоприемное устройство 3 и датчик углового положения рамы скрепера 4.

В этой системе автоматическую стабилизацию положения ножей скрепера также осуществляют в двух вариантах: с помощью датчика углового положения 4 (ДКБ) или по лучу лазера (от лазерного нивелира 7). Датчик (ДКБ) устанавливают на балке рамы скрепера. Он предназначен

Датчик (ДКБ) устанавливают на балке рамы скрепера. Он предназначен для преобразования перемещения собственного корпуса относительно вертикали в электрический сигнал, передаваемый после усиления и замера рассогласования на исполнительный механизм, т. е. на гидроцилиндры.

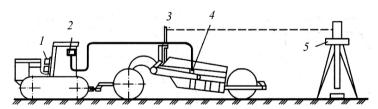


Рисунок 3.15 — Система автоматического управления работой скрепера: I — электрогидрораспределитель; 2 — пульт с блоком управления; 3 — фотоприемное устройство; 4 — датчик углового положения рамы ковша скрепера; 5 — лазерный нивелир

В копирном режиме управления система также обеспечивает непрерывную стабилизацию положения ножей скрепера по высоте. Работа этой системы не отличается от работы лазерного оборудования бульдозера и осуществляется с помощью фотоприемного устройства 3. Его устанавливают в передней части

ковша скрепера для контроля положения его режущей кромки относительно лазерной плоскости, получаемой с помощью нивелира 5.

Стабилизация тягового усилия также может осуществляться автоматиче-

Стабилизация тягового усилия также может осуществляться автоматически. Схема стабилизации на примере прицепного скрепера приведена на рисунке 3.16. Она включает датчик тягового усилия I, регулятор II и привод управления III. Объектом регулирования является рабочий орган машины – ковш. Его положение определяет значение независимого параметра регулирования – толщины срезаемой стружки грунта, от которого зависит величина нагрузки и, как следствие, тяговое усилие.

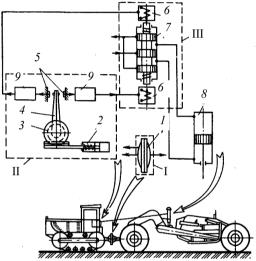


Рисунок 3.16 – Схема стабилизации тягового усилия скрепера:

- I датчик тягового усилия; II регулятор; III привод управления;
  - 1 гидравлический динамометр;
    - 2 мерный гидроцилиндр;
  - 3 зубчато-реечная передача;
- 4 переключатель; 5 неподвижной контакт; 6 электромагниты;
- 7 золотник гидрораспределителя; 8 гидроцилиндр; 9 реле

Стабилизацию тягового усилия осуществляют следующим образом. При работе скрепера тяговое усилие при помощи гидравлического динамометра 1 преобразуют в перемещение штока мерного гидроцилиндра 2, который через зубчато-реечную передачу 3 вращает вал переключателя 4.

Если сопротивление грунта соответствует тяговому усилию скрепера, переключатель расположен в нейтральном положении (как показано на схеме). С увеличением или снижением нагрузки на ковш переключатель замыкает один из неподвижных контактов 5, в результате чего срабатывает одно из двух реле 9, воздействующее на соответствующий электромагнит 6. Электромагнит, в свою очередь, перемещает золотник гидрораспределителя 7 вверх или вниз и включает гидроцилиндр 8, который выглубляет или заглубляет ковш.

Помимо упомянутых систем, некоторые модели скреперов оснащают упомянутыми ранее 3D-системами управления рабочим органом с использованием ГНСС. В результате значительно увеличивается производительность подготовительных земляных работ на больших стройплощадках со сложным профилем.

#### 3.4.2 Экскаваторы

#### Траншеекопатели

Один из вариантов автоматизации состоит в поддержании заданного положения рабочего органа для отрывки траншеи необходимой глубины и профиля. Регулирование глубины копания с заданным углом наклона цепи осуществляют по лазерному лучу или по копирному тросу. На рисунке 3.17 представлена система автоматического управления глубиной копания. При рабочем движении экскаватора вдоль копирного троса 1 одновременно перемещается электромагнитное контактное устройство 2, установленное на кронштейне, который закреплен на раме цепи 4. Оно состоит из двух датчиков, между которыми проходит копирный трос. Если цепь движется параллельно копиру, не касающемуся датчиков, дно траншеи формируется в соответствии с проектным заданием. Если же копир касается одного из датчиков, контакт устройства 2 замыкается, преобразованный и усиленный сигнал поступает на исполнительный механизм, который приводит в действие гидроцилиндр 3. Далее с помощью микропроцессора производится изменение положения цепи и угла наклона траншеи до заданной величины  $\alpha$ .

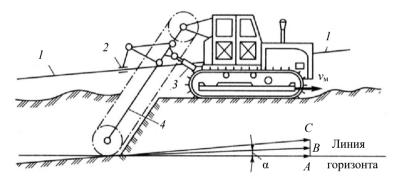


Рисунок 3.17 — Система автоматизированного управления глубиной копания цепного траншейного экскаватора:

α – заданный угол наклона траншей к горизонту;
 1 – копирный трос; 2 – электромагнитное контактное устройство;
 3 – гидроцилиндр управления положением цепи; 4 – рама

## Одноковшовые экскаваторы

Автоматизация позволяет существенно повысить качество работы экскаваторов за счет повышения точности операций рабочего процесса. Для этих целей используют разнообразные автоматические устройства. В их числе системы на основе микропроцессоров и лазерных устройств, а также системы «интеллектуального» управления.

В зависимости от поставленной технологической задачи управление может быть двух- или трехмерным. Соответственно, различают *системы интеллектуального управления базового (начального) уровня*, к которым причисляют 2D-системы, и *высокого уровня*, к которым относят 3D-системы.

Системы базового уровня предупреждают оператора о приближении рабочего органа к предварительно заданной (на мониторе) глубине копания звуковыми или световыми сигналами, в том числе лазерными.

На рисунке 3.18 представлен один из наиболее простых вариантов автоматизированного контроля работы экскаваторов с помощью лазерной системы, которая включает лазерный излучатель 2, расположенный на дне траншеи, и приемник лазерного излучения 3, закрепленный на ковше экскаватора 1. Начальные параметры (глубина и длина) задаются путем установки фотоприемника на требуемые глубину H и длину L. Отклонение положения ковша (и фотоприемника) от заданного вызывает появление сигнала, который поступает в блок управления, установленный в кабине машиниста. На дисплее блока отражается информация о величине и направлении отклонения ковша от заданных отметок. Машинист в ручном режиме устанавливает ковш в требуемое положение.

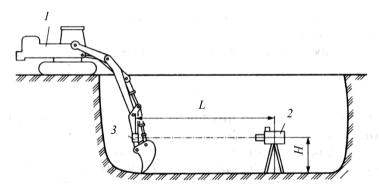


Рисунок 3.18 — Лазерная система автоматизации контроля работы экскаватора: I — экскаватор; 2 — лазерный излучатель; 3 — фотоприемник лазерного излучения

Еще один пример использования лазерной системы для контроля и управления работой экскаватора представлен на рисунке 3.19. Система включает лазерный излучатель 1, фотоприемное устройство 3

Система включает лазерный излучатель I, фотоприемное устройство 3 с механизмом его перемещения, информационно-измерительное устройство с датчиками  $Д_1$ — $Д_5$ , установленными в шарнирах крепления рабочего оборудования, а также микропроцессор 5, обеспечивающий управление рабочим процессом по заданной программе. При работе экскаватора микропроцессор по сигналам датчиков вырабатывает управляющие сигналы, которые поступают на исполнительные механизмы (гидроцилиндры

управления стрелы, рукояти и ковша) для обеспечения заданной глубины копания и требуемого угла резания.

Начальные характеристики (глубина копания, прямолинейность траектории, угол резания) задают установкой фотоприемника 3.

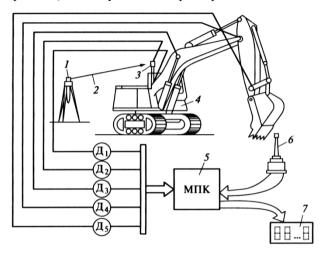


Рисунок 3.19 — Автономно-копирная система управления работой экскаватора: I — лазерный излучатель; 2 — лазерный луч; 3 — фотоприемное устройство; 4 — экскаватор; 5 — микропроцессор; 6 — рукоятка управления; 7 — дисплей

Ведущие компании продолжают осваивать производство экскаваторов, оснащенных системами контроля и управления на базе искусственного интеллекта. При этом следует отметить, что системы автоматизированного управления можно устанавливать только на машины новых поколений, имеющих электрогидравлическое управление рабочими органами, которые совместимы с электронными системами автоматизированного управления.

В состав любой интеллектуальной системы управления работой гидравлического экскаватора входит несколько датчиков, которые устанавливают на ковше, рукояти, стреле и на кабине, в гидроцилиндрах и шарнирах стрелы и рукояти. По их показаниям с использованием сигналов позиционирования GPS определяют положение режущей кромки ковша, которые обеспечивают точное ориентирование машины и определяют угол ее расположения относительно горизонтали на основе данных гироскопических датчиков и акселерометров.

Системы управления высокого (3D) уровня автоматически ограничивают глубину копания и регулируют высоту положения стрелы, поддерживают постоянный угол резания режущей кромки ковша для обеспечения оптимального усилия копания ковша с учетом категории грунта и формирования с высокой точностью (в пределах 20 мм) заданной проектной поверхности забоя. По

данным компании «Caterpillar» применение системы управления базового уровня при проведении земляных работ повышает производительность экскаватора на 22–35 %, а использование 3D-системы – на 45 %.

Прежде всего следует упомянуть компанию «Котаtsu», которая еще в 2014 г. представила модель одноковшового экскаватора (PC210LCi-10), оснащенную первой в мире автоматизированной 3D навигационной спутниковой системой управления земляными работами («і» означает интеллектуальный). Эта система использует сигналы позиционирования GPS/GNSS и 3D-топографический план, загруженный в память компьютера, для ориентации машины в пространстве и управления джойстиками, гидравликой и рабочими органами. Она автоматически ограничивает положение ковша в пределах установленной зоны, а также постоянно поддерживает заданный уклон ковша в реальном времени по отношению к опорной и рабочей поверхностям забоя. Система позиционирования определяет набор и последовательность операций для получения точных профилей земляных объектов (траншей, откосов, отвалов и др.), исключая выполнение работ по их дальнейшей корректировке, что предотвращает избыточную выемку грунта и существенно (до 63 %) сокращает время выполнения земляных работ.

На рисунке 3.20 представлена схема 3D-системы управления работой экскаватора. Система фирмы «Торсоп» включает две спутниковые ГНСС антенны 3 для позиционирования корпуса машины, четыре датчика наклона 4 с диапазоном определений  $360^{\circ}$  для измерения углов между кабиной, стрелой, рукоятью и ковшом, спутниковый ГНСС-приемник 2 и панель управления 1 в виде бортового компьютера.

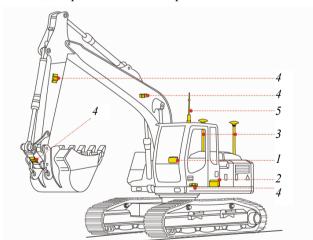


Рисунок 3.20 — Схема 3D-системы управления работой экскаватора: I — панель управления; 2 — спутниковый приемник, 3 — спутниковые ГНСС антенны; 4 — угловые датчики; 5 — радиоантенна

Следует отметить, что в отличие от бульдозеров и автогрейдеров, системы нивелирования для экскаваторов выполняют только с функцией отображения процесса работы на дисплее оператора, но без автоматического управления рабочими органами машины ввиду сложности ее маневров.

Телематика (Komtrax и др.) экскаватора предохраняет его от неправильной эксплуатации и увеличивает время безотказной работы за счет беспроводной передачи информации о состоянии и эксплуатации машины (наработке, расходе топлива, местоположении, сигналах и предупреждениях) на защищенный вебсайт и анализа этих данных. Благодаря этой телематической системе осуществляют также удаленное диагностирование агрегатов и узлов машины.

# 3.4.3 Погрузчики

Для эффективной работы 3D-системы управления одноковшовыми погрузчиками необходима оценка текущих координат машины в каждый момент времени, которые получают с использованием спутникового (GPS/ГЛОНАСС) оборудования. Зная текущее положение и ориентацию машины, 3D-система вычисляет, какое положение должен занимать рабочий орган машины в данной конкретной точке проекта. Сравнивая текущее положение рабочего органа с вычисленным, система выдает управляющий сигнал гидравлике машины привести рабочий орган в проектное положение.

Комплект оборудования 3D-систем для управления одноковшовыми погрузчиками практически не отличается от подобных комплектов для управления другими машинами циклического действия. Различия состоят в характеристиках и расположении датчиков, программном обеспечении земляных работ. Как правило, к базовым компонентам относят панель управления системой или бортовой компьютер; блок управления, в котором интегрированы блок управления клапанами, ГНСС-приемник, радио- и GSM-модемы; датчики положения стрелы и ковша и др., а также компоненты подключения к гидравлике машины (электромагнитный клапан, рукава высокого давления и др.).

В качестве примера на рисунке 3.21 представлена схема системы управления фирмы «Торсоп», которая включает панель управления l (бортовой компьютер с программным обеспечением 3D-MC), блок управления 2, в котором объединены два ГНСС-приемника и GSM-модем для приема RTK-поправок, две антенны 3 для приема спутниковых сигналов систем GPS (или ГЛОНАСС), датчики 4 наклона, установленные на корпусе, стреле и ковше машины, антенна 5 для приема RTK-поправок.

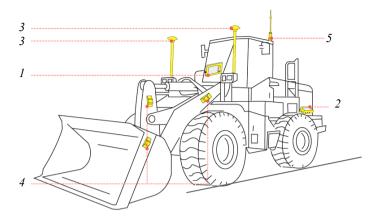


Рисунок 3.21 — Схема 3D-системы управления работой погрузчика: I — панель управления; 2 — спутниковый приемник GPS; 3 — спутниковые  $\Gamma$ HCC-антенны; 4 — угловые датчики наклона; 5 — радиоантенна

В систему можно загрузить САD-проект строительства в цифровой 3D-форме, в соответствии с которым система в реальном времени показывает оператору, где находится кромка ковша, помогает погрузчику быстро и точно выполнить черновую и финишную планировку и нивелирование участков даже со слабым грунтом или неровным рельефом, а также разравнивать сложные для обработки грунты, быстро проводить контрольные измерения сформированного рельефа с точностью до нескольких сантиметров.

Все большее распространение находят дистанционно управляемые (ДУ) фронтальные погрузчики, которые позволяют исключить пребывание людей в опасной зоне работы тяжелой техники. Дистанционное управление обеспечивают двумя способами.

Первый вариант — оператор управляет машиной, находясь от неё на относительно небольшом расстоянии, связь осуществляют через переносной пульт.

Второй вариант — оператор находится в удаленном пункте ДУ, в котором оборудовано рабочее место и дублирующие органы управления. Этот вариант получает широкое развитие для обеспечения одновременной работы нескольких машин, действующих в единой технологической цепочке. В качестве примера можно привести компанию «Volvo», которая разработала интеллектуальную систему автоматического управления группой «беспилотных» машин, а именно серийных фронтального погрузчика и сочлененного самосвала, оснащенных соответствующим оборудованием. Разработанная система автоматического управления работает на базе GPS/ГЛОНАСС позициони-

рования и телематики. Электронные системы управления машин запрограммированы на выполнение заданного набора операций на определенном маршруте и работу в единой технологической цепочке. Машины выполняют одни и те же операции, двигаясь по заданному маршруту. Система обеспечивает оптимизацию выполнения совместных операций, а при возникновении нештатной ситуации (например, возникновения препятствия на пути) машину останавливает и подает оператору сигнал тревоги.

# 3.4.4 Машины для устройства и ремонта оснований и покрытий

#### Самоходные катки

Уплотнение земляного полотна и дорожно-строительных материалов обеспечивает деформационную устойчивость любого сооружения. Однако традиционный контроль качества уплотнения материала по методу отбора проб является выборочным, который охватывает весьма малую часть (по некоторым данным не более 0,02~%) общей площади уплотнения. К тому же он сопряжен с необходимостью разрушения уплотняемого объекта (земляного полотна, щебеночного основания, асфальтобетонного покрытия и т. п.).

Ведущие производители уплотняющей техники разрабатывают и внедряют электронные системы непрерывного и неразрушающего контроля качества уплотнения материала и управления этим процессом, которые нередко называют системами «интеллектуального» уплотнения (*IC*).

Обычно в проектной документации качество уплотнения оценивают по величине плотности, однако эту характеристику невозможно непрерывно измерять электронными методами. Поэтому для оценки плотности грунтов и других материалов используют ряд методик «интеллектуального» уплотнения, разработанных производителями машин, которые связывают свойства уплотняемых материалов с силовым воздействием вибровальцов катков. В их числе показатели грунта, связанные с измерением его реакции при уплотнении вибровальцом с помощью акселерометра, установленного на вибровальце. К таким характеристикам грунта относят: во-первых, показатель степени уплотнения СМV (Compaction Meter Value) и резонансный показатель уплотнения RMV (Resonance Meter Value), которые характеризуют способность грунта сопротивляться деформации под действием нагрузки, т. е. жесткость (или прочность) материала; во-вторых, показатель MDP (Machine Drive Power), который измеряет степень уплотнения по величине сопротивления качению катка.

В системах непрерывного контроля уплотнения (по методике CMV), установленных на большинстве современных катков, оценку плотности производят следующим образом:

1) проводят предварительную тарировку акселерометра (датчика усилий и движения) при работе изучаемого катка на эталонном типе грунта с заданной в проектной документации плотностью;

- 2) непрерывно определяют текущую величину ускорения вибрирующего вальца после его контакта с уплотняемым материалом с помощью оттарированного акселерометра;
- 3) по тарировочным соотношениям на основе полученных данных с помощью компьютерной программы определяют текущую жесткость (плотность) грунта;
- 4) эти данные предоставляют оператору в реальном времени на дисплее бортового компьютера для непрерывного поддержания условий работы кат-ка, максимально приближенных к условиям тарировки;
- 5) в автоматическом режиме сопоставляют эти данные с заданными величинами плотности и с помощью электронной системы управления дают команду исполнительным органам катка для поддержания заданной величины плотности;
  - 6) архивируют полученные результаты для анализа и составления отчетов.

Наиболее простые системы подсчитывают число выполненных машиной проходов и измеряют степень уплотнения материала.

Более совершенные системы выполняют измерение, геопозиционирование и анализ данных. Входящая в состав многих систем подсистема геопозиционирования на базе GPS или тахеометров строит карты обрабатываемого участка с указанием количества сделанных машиной проходов и степени уплотнения.

Напомним, что система интеллектуального уплотнения катка — это управляемое электроникой вибровоздействие вальца, а также непрерывное измерение и регистрация жёсткости материала с автоматическим корректированием усилия уплотнения на основе этих измерений. Каток снабжают документацией, которая позволяет корректировать процесс уплотнения в режиме реального времени и постоянно регистрировать результаты уплотнения.

Между тем при работе виброкатков могут изменяться характеристики грунта (вид грунта, его плотность и влажность) и режимы работы катка (частота и амплитуда колебаний, вынуждающая сила, направление и характер колебаний, скорость движения). При этом выделяют следующие режимы колебаний вибровальца: безотрывные колебания (continuous contact), колебания с периодическим отрывом (partial uplift), режим «двойного прыжка» (double jump), режимы раскачивания (rocking motion) и хаотических колебаний (chaotic motion). Только первые два режима (режимы постоянного контакта и частичного отрыва) являются рабочими, остальные являются малоэффективными и даже опасными – режим «двойного прыжка», раскачивание и хаотические колебания. Применяемые системы непрерывного контроля уплотнения грунтов виброкатками должны иметь возможность отслеживать изменения плотности грунта на допустимых режимах работы (режимах постоянного контакта и частичного отрыва) и сигнализировать о реализации опасных режимов. По данным исследователей упомянутые системы непрерывного контроля уплотнения имеют различную чувствительность к изменению плотности и жесткости грунта.

На рисунке 3.22 представлен вариант схемы управления работой катка фирмы «Торсоп». Она содержит следующие основные элементы: панель управления I, которая представляет собой компьютер, работающий под управлением операционной системы 3D-системы Windows; спутниковый приемник 2, который находится в одном корпусе с GSM-модемом для приема RTK-поправок; ГНСС-антенну 3 для приема спутниковых сигналов систем GPS/ГЛОНАСС и передачи этой информации для обработки в ГНСС-приемник; датчик 4 степени уплотнения материала, который позволяет фиксировать жесткость материала по величине отскока вибровальца от уплотняемой поверхности; радиоантенну 5, предназначенную для приема RTK-поправок от базовой станции ГНСС, обеспечивающих сантиметровую точность позиционирования 3D-системы. При уплотнении асфальтобетонных и других смесей машину оснащают температурными датчиками для контроля температуры уплотняемого материала и составления подробной температурной карты всего участка работ.

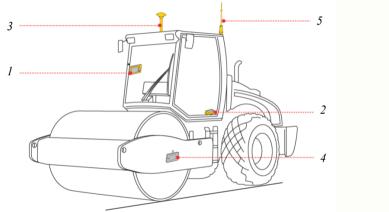


Рисунок 3.22 — Схема 3D-системы управления работой катка: 1 — панель управления; 2 — спутниковый приемник GPS; 3 — спутниковая ГНСС антенна; 4 — датчик степени уплотнения материала; 5 — радиоантенна

Системы непрерывного контроля уплотнения материала и управления этим процессом устанавливают на своих катках ведущие производители уплотнительной техники, причем каждый из них старается внести свои инновации. Между тем конечной целью применения электронных систем непрерывного и неразрушающего контроля качества уплотнения материала катками является необходимость создания различных объектов (земляного полотна, оснований, покрытий и т. п.) высокого качества, обеспечивающего регламентированную долговечность автомобильных и железных дорог.

# Дорожные фрезы

Для повышения качества ремонта дорожных покрытий используют дорожные фрезы, оснащенные 3D-системой управления рабочими органами. В их числе система 3D-LPS, разработанная фирмой «Торсоп» для качественного фрезерования асфальтобетонных покрытий, которая обеспечивает заданную точность поверхности в пределах нескольких миллиметров.

Напомним, что систему 3D-LPS (локальную систему позиционирования) используют в тех случаях, когда невозможно применить 3D-GPS-системы на основе спутникового позиционирования — в туннелях, в условиях плотной высотной застройки и т.п.

Основой измерительного комплекса системы 3D-LPS является роботизированный тахеометр, который имеет широкие возможности для увеличения производительности и качества геодезических работ. На рисунке 3.23 представлена схема 3D-LPS системы управления работой дорожной фрезы.

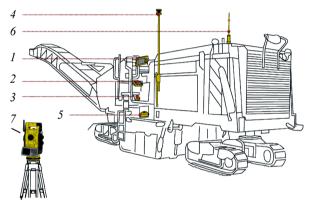


Рисунок 3.23 — Схема 3D-LPS-системы управления работой дорожной фрезы: 1 — панель управления; 2 — блок управления; 3 — соединительные коробки; 4 — круговая призма; 5 — датчик поперечного наклона фрезы; 6 — антенна LPS; 7 — роботизированный электронный такеометр

Как и в ранее упомянутых системах, панель управления I представляет собой компьютер, работающий под управлением операционной системы Windows XP с программным обеспечением 3D-MC. В блоке управления 2 объединены контроллер управления гидроклапанами и радиомодем для приема информации от роботизированного электронного тахеометра. Роботизированный электронный тахеометр 7 отслеживает круговую призму 4 с углом обзора  $360^{\circ}$  для непрерывного определения координат дорожной фрезы. Антенну 6 используют для поддержания постоянной радиосвязи с электронным роботизированным тахеометром и приема пространственых данных. Датчик поперечного наклона 5 имеет исполнение для двухстороннего подключения на любую сторону машины.

# Асфальтоукладчики

При строительстве дорог обеспечение заданной точности укладки асфальтобетонной смеси является ответственной задачей, поэтому автоматизация технологического процесса укладки дорожного покрытия с использованием 2D- и 3D-систем является довольно затратным, но необходимым мероприятием. В зависимости от особенностей рельефа, технологической задачи и требований к покрытию применяют ультразвуковые и лазерные системы в сочетании с ГНСС.

Примером 2D-системы может служить ультразвуковая 2D-система, разработанная фирмой «Торсоп», схема которой представлена на рисунке 3.24. С ее помощью обеспечивают ровность покрытия при сохранении необходимой толщины слоя укладываемой смеси на всем протяжении участка работ, в том числе на поперечных уклонах. Базовый комплект системы рассчитан на двухстороннее управление выглаживающей плитой. Система содержит набор элементов, в числе которых блоки управления I, комплект датчиков 2 и 4, которые фиксируют положение машины в поперечном и продольном направлениях, а также усредняющая система («ультразвуковая лыжа») 5 с набором из четырех датчиков 3. Эти датчики сканируют различные участки опорной поверхности и вычисляют среднее значение перепадов высот. Результатом является высокая точность измерений даже на неподготовленных основаниях. При этом они обеспечивают охват широкого высотного диапазона (50–1500 мм) по отношению к опорной поверхности с точностью  $\pm 2$  мм.

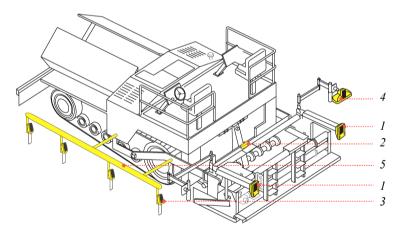


Рисунок 3.24 — Схема 2D-системы управления работой асфальтоукладчика: 1 — блоки управления; 2 — датчик поперечного наклона; 3 — ультразвуковой датчик высоты; 4 — одиночный ультразвуковой датчик; 5 — усредняющая система

Вместе с тем системы с «лыжами» являются довольно громоздкими (их длина может достигать 13 метров) и сложными в монтаже, а при прохождении поворотов каждый датчик поворачивают в нужное положение вручную с помощью поворотных кронштейнов.

Этих недостатков лишена система нивелирования 3D-LPS, в которой реализованы оптико-электронные технологии «Торсоп». Базовая конфигурация системы 3D-LPS — это одномачтовый вариант (с антенной 6) системы с датчиком поперечного наклона плиты 5, который представлен на рисунке 3.25.

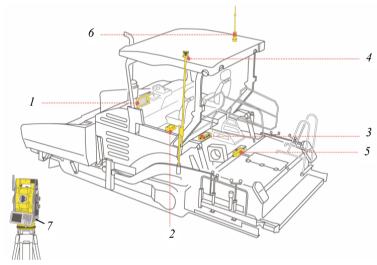


Рисунок 3.25 — Схема 3D-LPS системы управления асфальтоукладчика: I — панель управления; 2 — блок управления; 3 — соединительная коробка; 4 — круговая призма; 5 — датчик поперечного наклона плиты; 6 — антенна LPS; 7 — тахеометр

Как и в ранее рассмотренных системах, в блоке управления 2 объединены контроллер управления гидроклапанами и радиомодем для приема информации от роботизированного электронного тахеометра 7, который отслеживает круговую призму 4. Антенну 6 используют для поддержания постоянной радиосвязи с электронным роботизированным тахеометром и приема пространственных данных.

Такой комплект позволяет использовать мачту с призмой на любой стороне выглаживающей плиты в зависимости от условий работы (стесненных или ограниченных по видимости). Кроме того, эту конфигурацию можно легко модернизировать до mmGPS-системы.

Система 3D-LPS может быть реализована также и в двухмачтовой конфигурации LPS/GPS. В таком комплекте вторая мачта со спутниковой ан-

тенной отвечает за постоянную ориентацию выглаживающей плиты на участке работы.

Наиболее эффективной системой автоматизации работы асфальтоукладчиков является разработка фирмы «Торсоп», которая сочетает точность лазерной технологии (mmGPS) с преимуществами ГНСС. Это сочетание позволяет существенно упростить процесс укладки асфальтобетонной смеси и получить при этом миллиметровую точность покрытия. На рисунке 3.26 представлена схема 3D-системы в комплектации mmGPS, разработанной фирмой «Торсоп». В числе основных частей системы панель управления 1, которую используют для визуализации информации о работе автоматизированной системы управления; блок управления 2, объединяющий ГНСС-приемник, контроллер управления гидроклапанами, УКВ- и GSM-модемы для приема RT-поправок; датчик 4, который определяет свое точное положение в каждый момент времени в пределах вертикальной лазерной зоны, которую задает построитель зоны LZ-T5. При этом датчик лазерной зоны через встроенную антенну 6 непрерывно предоставляет информацию о положении машины (в вертикальном и горизонтальном направлениях).

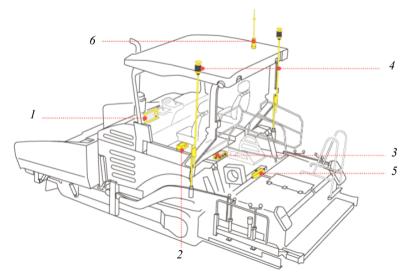


Рисунок 3.26 — Схема mmGPS-системы управления асфальтоукладчика: l — панель управления; 2 — спутниковый приемник; 3 — соединительная коробка; 4 — датчики лазерной зоны; 5 — датчик поперечного наклона плиты; 6 — спутниковая антенна GPS

## Контрольные вопросы

- 1 Какие виды автоматизации используют в машинах для земляных работ?
- 2 Какие технологические преимущества дает «интеллектуальная» система управления рабочими органами землеройно-транспортной машины?
- 3 Назовите основные типы глобальных навигационных спутниковых систем и поясните принципы их работы.
  - 4 Из каких компонентов состоит аппаратура автоматизированных комплексов?
  - 5 На какие группы по назначению разделяют средства автоматизации?
- 6 В чем состоят различия копирной и бескопирной систем стабилизации положения рабочего органа землеройно-транспортной машины?
  - 7 В чем состоят различия 2D- и 3D-систем нивелирования?
- 8 Классифицируйте современные автоматизированные системы управления дорожно-строительными машинами по принципу функционирования и оцените их особенности.
  - 9 Какие функции выполняет система телематики на строительном объекте?

# **4** МАШИНЫ ДЛЯ ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

при строительстве автомобильных и железных дорог возведению земляных сооружений предшествуют подготовительные работы. В их числе удаление плодородного слоя почвы (для его последующей рекультивации), очистка участка от кустарника и деревьев, удаление корней и камней, рыхление грунта, а также водоотлив и водопонижение. Для механизации подготовительных работ в основном применяют специализированную технику: кусторезы, корчеватели и рыхлители, а также средства водоотлива (насосы) и водопонижения (иглофильтры, эрлифты и гидроэлеваторы). В некоторых случаях используют землеройно-транспортные и землеройные машины, оснащенные сменным специализированным оборудованием.

Наибольшее распространение имеют рыхлители, кусторезы и корчеватели.

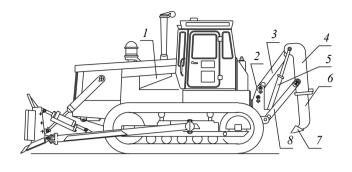
#### 4.1 Рыхлители

**Рыхлитель** (рисунок 4.1) представляет собой машину (гусеничный трактор или пневмоколесный тягач) с навесным или прицепным рабочим оборудованием в виде рамы с зубьями для послойного разрушения и отделения кусков грунта от массива. Рыхлители служат для рыхления мерзлых грунтов и пород, которые не могут разрабатываться экскаваторами, бульдозерами, скреперами и другими машинами для земляных работ. Эти машины имеют весьма ограниченные возможности, о чем свидетельствуют ланные таблипы 4.1.

Таблица 4.1 – Значения удельных сопротивлений грунта копанию различными машинами

Машина	Удельное сопротивление грунта копанию, МПа
Бульдозеры и скреперы	≤ 0,3
Одноковшовые экскаваторы	≤ 0,5
Многоковшовые экскаваторы	≤ 0,8

Кроме того, их используют для удаления из грунта корней, остатков пней и камней после работы корчевателя, а также для разрушения старых дорожных покрытий при ремонте дорог (см. рисунок 4.1).



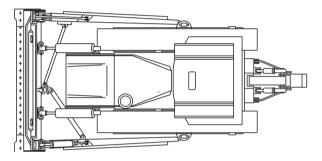


Рисунок 4.1 — Конструктивная схема рыхлителя: 1 — базовый трактор; 2 — опорная рама; 3 — тяга; 4 — рабочая балка; 5 — гидроцилиндр подъема-опускания рабочего органа; 6 — сменный зуб; 7 — наконечник зуба; 8 — нижняя рама

Рыхлители осуществляют подготовительные работы, поэтому в советское время их маркировали индексом ДП, за которым следует цифра порядкового номера модели и буквы, обозначающие очередную модернизацию и исполнение оборудования. На постсоветском пространстве в основном используют заводскую индексацию.

В большинстве случаев применяют бульдозерно-рыхлительные агрегаты, устанавливая на трактор или тягач оборудование бульдозера (или одноковшового фронтального погрузчика). Это уравновешивает базовую машину, создавая лучшие условия для ее перемещения при рыхлении.

Рыхлители классифицируют по следующим основным признакам:

- по назначению общего назначения и специальные;
- *по ходовому оборудованию* гусеничные и колесные;
- по агрегатированию с базовой машиной навесные и прицепные;
- по тяговому усилию или максимальной силе тяги по сцеплению базового трактора легкие (менее 135), средние (135–200), тяжелые (200–300) и сверхтяжелые (более 300 кH);

- по конструктивным признакам (типу подвески) с трехзвенной и четырехзвенной;
  - по количеству зубьев одно- и многозубые;
  - по форме зубьев прямые (универсальные), полуизогнутые и изогнутые.

Рыхлители общего назначения производят рыхление грунта в основном на глубину до одного метра. Их оборудуют обычно одним-пятью (редко семью) зубьями. Рыхление высокопрочных грунтов производят, как правило, одним зубом.

По ходовому оборудованию различают гусеничные (на тракторах) и колесные (на тягачах) рыхлители. Наибольшее распространение имеют рыхлители на тракторах с мощностью до  $800~\rm n.~c.$  и на тяжелых колесных тягачах мощностью до  $2500~\rm n.~c.$ 

Прицепные рыхлители применяют редко, в основном для малых объемов земляных работ. Они имеют меньшую маневренность и устойчивость, чем навесные, и не используют силу тяжести тягача.

Различные варианты подвески рамы к базовой машине представлены на рисунке 4.2. Самую простую конструкцию и малую металлоемкость имеет трехзвенная (трехточечная) подвеска (см. рисунок 4.2, a), однако при рыхлении происходит изменение угла резания зубьев в зависимости от их заглубления, что вызывает большие нагрузки на зубья. Четырехзвенная (см. рисунок 4.2,  $\delta$ ) подвеска благодаря параллелограммному механизму имеет постоянный угол резания при любом заглублении зубьев. Это увеличивает их долговечность и позволяет рыхлить грунт даже при подъеме рабочего органа, что невозможно при трехзвенной подвеске. Схемы (см. рисунок 4.2,  $\epsilon$ ,  $\epsilon$ ), где вместо верхней тяговой рамы установлен гидроцилиндр, обеспечивающий угловые перемещения рабочей балки и зуба, применяют на тяжелых бульдозерах-рыхлителях для получения больших разрушающих усилий.

Рабочий орган оснащают одним или несколькими зубьями. Их крепление может быть жестким или шарнирным (поворотным). Поворот зубьев (на угол 15° в обе стороны) осуществляют за счет их установки в специальных кронштейнах (флюгерах), прикрепляемых к раме шарнирно.

Прямые (универсальные) зубья используют для всех типов грунтов, изогнутые и полуизогнутые — для скальных, мерзлых и прочных (изгиб зуба позволяет уменьшить усилие его заглубления при большом угле резания).

Длина зубьев должна быть больше максимальной глубины заглубления на 0,1-0,3 метра, чтобы рама рыхлителя свободно проходила над поверхностью разрыхленного грунта.

Высота подъема зубьев, м, над уровнем опорной поверхности базовой машины зависит от ее мощности:

- для легких рыхлителей ≥ 0,3;
- для средних ≥ 0,6;
- для тяжелых ≥ 0,7.

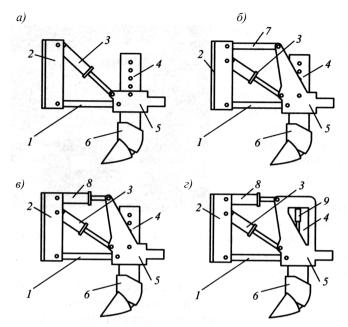


Рисунок 4.2 — Типы подвески рамы рыхлителя: a — трехзвенная;  $\delta$ ,  $\theta$ ,  $\varepsilon$  — четырехзвенная;

1 – нижняя тяговая рама; 2 – опорная рама; 3 – гидроцилиндр подъема-опускания зуба;

4 – стойка зуба; 5 – рабочая балка; 6 – защитная накладка; 7 – верхняя тяговая рама;

8 – гидроцилиндр наклона рабочей балки; 9 – гидроцилиндр изменения вылета зуба

На основании опыта использования рыхлительного оборудования имеются эмпирические зависимости, связывающие характеристики рыхлителя с режимами рыхления.

Для оценки максимальной глубины рыхления в зависимости от мощности базового тягача и количества зубьев используют выражение

$$h_{\max} = AN^m, \tag{4.1}$$

где A = 0.042, m = 0.62 – для однозубого;

A = 0.039, m = 0.68 – для многозубого рыхлителя;

N – мощность базовой машины, кВт.

Для обеспечения минимальной энергоемкости рыхления рекомендуют использовать соотношение, связывающее оптимальную глубину рыхления  $h_{\text{опт}}$  с параметрами зуба:

$$h_{\text{OHT}} = (3...5)b_{3\sqrt{6}},$$
 (4.2)

где  $b_{396}$  – ширина зуба, м.

Меньшие значения коэффициента соответствуют связным талым грунтам, бо́льшие – мерзлым и прочным.

Практикой установлено, что для большинства грунтов шаг расстановки зубьев (расстояние между ними) связан с глубиной рыхления  $h_{\rm pыx}$  соотнопиением

$$t = (1,5...2,0)h_{\text{phix}}$$
, (4.3)

Для экспресс-оценки ширины захвата (за один проход) без учета свойств грунта можно воспользоваться выражением, связывающем ее с параметрами зубьев выражением

$$B_{3ax} = (n_{3y6} - 1)t + n_{3y6}b_{3y6}, (4.4)$$

где  $n_{3y6}$  — число зубьев.

Количество зубьев и их шаг зависят от глубины рыхления, свойств грунта и размера разрыхленных фрагментов, а также мощности базовой маши-

ны. В основном используют один, три и пять зубьев. На тракторах мощностью до 100 кВт при рыхлении талых грунтов устанавливают три или пять зубьев. На тракторах мощностью более 100 кВт при разработке мерзгрунтов устанавливают лых один или три зуба. Естественно, что с ростом мощности шаг увеличивается: для легких рыхлителей он составляет 0,3-0,5 м для пяти зубьев и 0.8-1.0 м - для трех зубьев; для средних - 0,9-1,3 м; для тяжелых и сверхтяжелых -1,4 м.

На рисунке 4.3 представлен один из вариантов конструктивного исполнения четырехзвенного рыхлителя, который навешивают на балку заднего моста гусеничного трактора с помощью опорной рамы *1*. Верхняя тяга 2 и нижняя рама

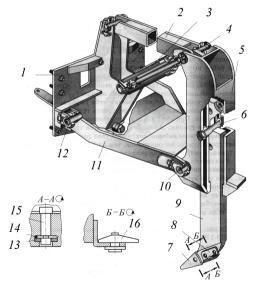


Рисунок 4.3 – Рабочее оборудование однозубого рыхлителя:

1, 11 — рамы; 2 — тяга; 3 — гидроцилиндр подъемаопускания зуба; 4, 10, 12 — шарниры; 5 — балка; 6, 15 — пальцы; 7 — наконечник; 8 — кронштейн; 9 — зуб; 13 — шайба; 14 — чека; 16 — уширитель

11, шарнирно закрепленные на рабочей балке 5, образуют параллелограммную подвеску этой балки. На оси шарнира 4 закрепляют головку гидроци-

линдра 3, обеспечивающего подъем и опускание балки 5. В гнездо балки 5 вставляют универсальный зуб 9 рыхлителя, который состоит из стойки и режущего элемента (съемного наконечника 7), а также элементов крепления (кронштейна 8). Стойку крепят к балке пальцем 6, при этом на стойке имеется три отверстия, что позволяет переставлять зуб по вертикали. В ряде случаев на зуб устанавливают уширитель 16, который увеличивает зону разрушения грунта, снижая общее количество проходов рыхлителя. Хвостовую часть стойки зуба выше наконечника защищают в пределах изогнутой части сменными защитными (противоизносными) накладками. Это увеличивает долговечность стоек, поскольку изношенные накладки можно легко сменить.

Работоспособность наконечников влияет на производительность рыхлителей. При эксплуатации наконечники подвергаются значительным динамическим нагрузкам и абразивному изнашиванию, что обусловливает их конструктивные особенности. При разработке наконечников стремятся обеспечить их проч-ность при ударном нагружении в сочетании с износостой-костью и самозатачиваемостью. Они имеют клиновидную форму с плоски-

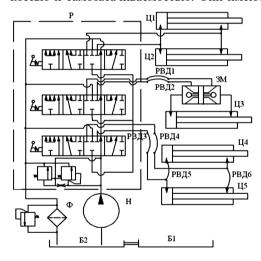


Рисунок 4.4 – Гидросхема бульдозера с неповоротным отвалом и рыхлителем:

Б1, Б2 – гидробаки; ЗМ – гидрозамок; Н – насос шестеренный; Р – гидрораспределитель; РВД1–РВД6 – рукава высокого давления; Ф – фильтр; Ц1, Ц2 – гидроцилиндры управления отвалом бульдозера: Ц3 – гидроцилиндр гидрораскоса; Ц4, Ц5 – гидроцилиндры рыхлителя

ми режущими гранями и внутренним карманом для установки на хвостовике стойки. В ряслучаев режущую ле наконечников усиливают путем формирования ребер жесткости на передней грани, обеспечивающих жесткость жущего элемента. Помимо этого, материал наконечника должен сохранять прочность и износостойкость при высоких температурах (при рыхлении скальных пород наконечники нагреваются до температур 600-700 °C).

Бульдозерно-рыхлительный агрегат (см. рисунок 4.1) гидрофицирован. Один из вариантов гидросхемы бульдозера с неповоротным отвалом и рыхлителельным оборудованием представлен на рисунке 4.4.

При перемещении машины зубья под действием тягового усилия заглубляют в грунт на глубину, которая зависит от режимов работы основной машины (бульдозера, скрепера, грейдера). Наименьшая глубина рыхления (за

один проход) должна на 20–30 % превышать толщину слоя грунта, срезаемого рабочими органами землеройно-транспортных машин, в комплексе с которыми работает рыхлитель. Рыхлитель движется с оптимальной скоростью для этой глубины, а затем зубья выглубляются (поднимаются) вплоть до выхода из грунта.

Применяют две технологические схемы рыхления грунта, которые влияют на производительность процесса рыхления:

- 1) челночную грунт рыхлят параллельными проходами до края площадки без разворота с возвратом в исходное положение задним ходом. Она применяется для небольших площадок, когда разворот затруднен;
- 2) продольно-поворотную грунт рыхлят параллельными проходами с поворотом трактора в конце каждого хода. Это основная схема для участков большой протяженности.

**Общий расчет рыхлителя** включает выбор исходных параметров, предварительное установление размеров и массы; тяговый расчет; определение необходимой мощности тягача; определение характеристик рабочего органа и др.

**Тяговый расчет** рыхлителя сводится к оценке общей силы сопротивления перемещению машины при рыхлении, которая включает сопротивление рыхлению грунта и сопротивление движению машины:

- сопротивление рыхлению грунта, кН

$$W_{\text{pblx}} = \kappa_{\text{pblx}} B_{\text{3ax}} h_{\text{pblx}}, \qquad (4.5)$$

где  $\kappa_{\text{рых}}$  – удельное сопротивление рыхлению грунта, к $\Pi$ а,

$$\kappa_{\rm pыx} = \begin{cases} 24,5 - \text{для грунта I категории,} \\ 58,9 - \text{II категории,} \\ 98,1 - \text{III категории,} \\ 137,3 - \text{IV категории.} \end{cases}$$

Удельное сопротивление рыхлению мерзлых грунтов значительно выше и составляет от 3500 до 20000 кПа в зависимости от температуры окружающей среды (от -1 до -15 °C);

- сопротивление передвижению рыхлителя, кН

$$W_{\text{пер}} = (f+i)G_{\text{рых}}, \tag{4.6}$$

где  $G_{\text{рых}}$  — сила тяжести рыхлителя, кH.

Для эффективной работы рыхлителя необходимо выполнение одного из условий тягового баланса, а именно

$$P_{\text{cII}} \ge W = W_{\text{DMX}} + W_{\text{IIED}},\tag{4.7}$$

Силы, действующие на рыхлитель. При работе рыхлителя необходимо рассчитать рабочий орган и систему подвески на прочность и долговечность, а также определить необходимые усилия заглубления рабочего органа с учетом режимов работы и свойств грунта.

При расчете на прочность принимают два основных положения, при которых возникают наибольшие нагрузки (рисунок 4.5) — при заглублении и при выглублении зубьев, — и приводят систему в состояние равновесия, т. е. сумму моментов сил, действующих на машину, приравнивают нулю.

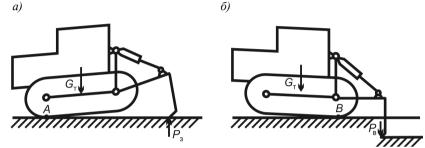


Рисунок 4.5 — Расчетные схемы для определения усилий на рабочем органе рыхлителя: a — при заглублении;  $\delta$  — при выглублении

*При заглублении* определяют максимальную силу заглубления зуба  $P_3$ , зная силу тяжести трактора  $G_{\rm T}$  (включая бульдозерно-рыхлительное оборудование). Из условия приподнимания (вывешивания) базового трактора относительно точки A (точнее, относительно ребра A) составляют уравнение моментов (см. рисунок 4.5, a)

$$\sum M_{\rm A} = 0. \tag{4.8}$$

По силе  $P_3$  определяют геометрические размеры зуба, при которых этой силы достаточно для его внедрения в грунт.

Условие внедрения зуба при заглублении

$$P_3 \ge K_{\text{pbix}}F,$$
 (4.9)

где кр –удельное сопротивление грунта рыхлению, кПа;

F – максимальная площадь части зуба, которая внедряется в грунт, м<sup>2</sup>.

*При выглублении* определяют максимальную силу выглубления зуба из положения максимально возможного заглубления. В этом случае силу выглубления  $P_{\rm B}$  определяют из условия опрокидывания рыхлителя относительно точки B, для чего составляют уравнение моментов (см. рисунок 4.5,  $\delta$ )

$$\sum M_{\rm B} = 0. \tag{4.10}$$

При расчете рамы на прочность и гидропривода рыхлительного оборудования к силам  $P_3$  и  $P_8$  следует добавить силу тяги трактора по сцеплению  $T_{\text{сц}}$ . Эта сила тяги (при оптимальной скорости рыхления  $v_{\text{рых}}=1,5...2,5$  км/ч) составляет 1,0-1,1 силы тяжести трактора с учетом бульдозернорыхлительного агрегата.

При рыхлении грунта имеются различные варианты расчетов производительности, которые с разной степенью точности оценивают технические и технологические возможности бульдозера-рыхлителя.

Эксплуатационную производительность,  $\mathbf{m}^3/\mathbf{q}$ , можно оценить по формуле

$$\Pi_{\text{TEX}} = 3600 \frac{K_{\text{B}} K_{\phi} K_{\text{пер}} B_{\text{рых}} h_{\text{рых}} L_{\text{рых}}}{\frac{L_{\text{рых}}}{v_{\text{p}}} + t_{\text{ман}}} , \qquad (4.11)$$

где  $\kappa_{\rm B}$  – коэффициент использования машины по времени,  $\kappa_{\rm B}$  = 0,8;

 $\kappa_{\varphi}$  – коэффициент учета фактической глубины рыхления,  $\kappa_{\varphi}$  = 0,8;

 $\kappa_{\text{пер}} - \kappa$ оэффициент перекрытия,  $\kappa_{\text{пер}} = 0.75$  для средних условий;

 $L_{\text{рых}}$  – длина полосы разрыхленного участка, м;

 $v_p$  – скорость рыхлителя, м/с,

 $t_{_{
m MaH}}-$  время маневрирования за один проход,  $t_{_{
m MAH}}=20$  с.

Ширина полосы рыхления с учетом влияния скола грунта составляет

$$B_{\text{phix}} = B_{\text{3ax}} + 2h_{\text{phix}} \operatorname{ctg}\gamma_{\text{ck}}, \qquad (4.12)$$

где  $\gamma_{ck}$  — угол скола раковины грунта при рыхлении,

$$\gamma_{\text{ск}} = \begin{cases} 15^{\circ} - \text{для мерзлых грунтов,} \\ 60^{\circ} - \text{для талых грунтов.} \end{cases}$$

# 4.2 Кусторезы

**Кусторез** – это машина, состоящая из тягача и навесного рабочего органа для срезания кустарника и мелколесья на уровне земли. По конструкции, принципам работы и управления они аналогичны бульдозерам с поворотным отвалом и имеют унифицированные с ними узлы.

Кусторезы классифицируют по следующим основным признакам:

- по подвижности рабочего органа пассивные (отвальные) и активные (фрезерные, дисковые, ножевые);
  - по типу базового тягача на гусеничных и пневмоколесных тракторах;

- *по конструкции отвала* с однокорпусным (клиновидным двухотвальным и косопоставленным одноотвальным) и двухкорпусным двухотвальным;
  - *по конструкции ножей отвала* с прямыми и пилообразными ножами.

На рисунке 4.6 представлены принципиальные схемы пассивного и активных рабочих органов кусторезов.

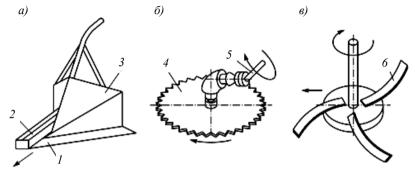


Рисунок 4.6 — Схемы рабочих органов кусторезов: a — ножевого;  $\delta$ , e — ротационного; l — нож; 2 — колун; 3 — отвал; 4 — фреза; 5 — рукоять;  $\delta$  — нож на вращающемся диске

Наибольшее распространение имеют кусторезы, оснащенные однокорпусным клиновидным отвалом с прямыми ножами, один из вариантов которых представлен на рисунке 4.7. Рабочий орган навешивают на базовый тягач с помощью универсальной толкающей рамы 9, которую используют для бульдозера с поворотным отвалом, корчевателя и снегоочистителя. Отвал 1 в виде A-образной рамы имеет ножи и клык. Его соединяют с универсальной рамой шаровым шарниром 2 и пружинными амортизаторами. Амортизаторы обеспечивают небольшие вертикальные перемещения, увеличивая проходимость машины. Подъем рамы осуществляют гидроцилиндрами 3. Для защиты кабины оператора и силовой установки используют ограждение 4, выполненное из стальных труб, и буфер.

Отличие от бульдозера состоит в конструкции рабочего органа, который представляет собой отвал клинообразной формы с гладкими или пилообразными ножами в его нижней части и клыком (колуном) в носовой части для раскалывания пней и разрезания сваленных деревьев.

Срезку кустарника совмещают с удалением дерна, так как отвал заглубляют на 3–5 см. Поэтому кустарник и мелколесье (диаметром стволов до 15 см) срезают, не оставляя пней.

Максимальный диаметр срезанных деревьев (за несколько проходов) достигает 40 см и зависит от породы дерева.

**Общий расчет** кустореза проводят по методике, используемой для расчета бульдозера с поворотным отвалом с учетом специфики взаимодействия рабочего органа с разрабатываемыми объектами.

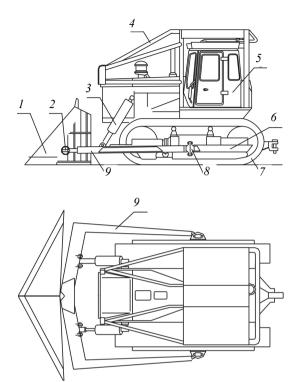


Рисунок 4.7 — Конструктивная схема кустореза: 1 — клинообразный отвал с прямыми ножами; 2 — шаровой шарнир;

3 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 4 – защитное ограждение; 5 – базовый трактор; 6 – гусеничная тележка; 7 – гусеница; 8 – шарнир; 9 – универсальная толкающая рама

**Тяговый расчет.** Общее сопротивление W, которое преодолевает кусторез в рабочем режиме, включает наиболее значимые сопротивления:

- сопротивление срезу древесного ствола, кН,

$$W_{\rm cp} = \frac{\pi d_{\rm cTB}^2}{4 \cdot 10^3} \sigma_{\rm cp}, \tag{4.13}$$

где  $d_{\text{ств}}$  – диаметр ствола, м;

 $\sigma_{cp}$  – предел прочности древесины, МПа,

$$\sigma_{cp} \ = \begin{cases} 49.0 - \text{дуба,} \\ 4.9 - \text{сосны;} \end{cases}$$

# - сопротивление резанию грунта, кН,

$$W_{\text{pe3}} = K_{\text{pe3}} B_3 h_{\text{KOII}}, \qquad (4.14)$$

где к<sub>рез</sub> – удельное сопротивление резанию грунта, кПа,

$$\kappa_{\text{pe}_3} = \begin{cases} 68 - \text{для грунта I категории,} \\ 108 - \text{II категории,} \\ 167 - \text{III категории;} \end{cases}$$

 $B_{2}$  — ширина захвата рабочего органа, м;

 $h_{\text{коп}}$  – глубина копания, м;

– сопротивление перемещению призмы волочения перед рабочим органом, кH,

$$W_{\text{IID}} = f_2 G_{\text{IID}} = f_2 \rho_{\text{IID}} g q_{\text{IID}} = f_2 \kappa_{\text{3AII}} \rho_{\text{IID}} g L_{\text{KD}} H_{\text{OT}}^2,$$
 (4.15)

где  $f_2$  – коэффициент трения грунта по грунту;

$$f_2 = \begin{cases} 0.5 - \text{для связных} & \text{грунтов,} \\ 0.7...1.0 - \text{для несвязных;} \end{cases}$$

 $G_{\text{пр}}$  – сила тяжести материала в призме волочения, кH;

 $\rho_{пр}$  — плотность материала в призме волочения, кг/м<sup>3</sup>;

g – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

 $q_{\text{пр}}$  – объем призмы волочения, м<sup>3</sup>;

 $\kappa_{3ап}$  — коэффициент заполнения отвала,  $\kappa_{3ап} = 0.7$ ;

 $L_{\rm kp}$  – общая длина режущей кромки отвала, м;

 $H_{\rm or}$  – высота кусторезного отвала, м.

Плотность материала в призме волочения зависит от соотношения компонентов, образующих призму (грунта, дерна, древесины и др.). Для материала, содержащего 80 % древесины и 20 % суглинка,  $\rho = 1040 \text{ кг/м}^3$  [14];

- сопротивление передвижению кустореза, кН,

$$W_{\text{nep}} = (f+i)G_{\kappa}, \qquad (4.16)$$

где  $G_{\kappa}$  – сила тяжести кустореза, кH.

Для работы кустореза необходимо выполнение одного из условий тягового баланса, а именно

$$P_{\text{cII}} \ge W = W_{\text{cp}} + W_{\text{pe3}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{пер}},$$
 (4.17)

Соответственно, для преодоления сопротивления срезу дерева без остановки, кН, необходимо, чтобы

$$W_{\rm cp} \le \kappa_{\rm дин} \varphi_{\rm cq} G_{\rm cq} - (W_{\rm pes} + W_{\rm np} + W_{\rm nep}),$$
 (4.18)

где  $\kappa_{\text{дин}}$  – коэффициент динамичности,  $\kappa_{\text{дин}}$  = 2,0;

 $\phi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления при максимальной тяге трактора,

$$\phi_{\text{сц}} = \begin{cases} 0,6 - \text{для ПХС,} \\ 0,9 - \text{для ГХС;} \end{cases}$$

 $G_{\text{сц}}$  – сцепная сила тяжести кустореза, кН.

Преобразуя формулу (4.13), можно оценить предельный диаметр древесного ствола, м, который может срезать кусторезный отвал:

$$d_{\rm ctb} = 20 \sqrt{\frac{10W_{\rm cp}}{\pi\sigma_{\rm cp}}}. (4.19)$$

Одним из условий эффективной работы кустореза является прямолинейное движение, которое зависит от баланса тяговых характеристик базового трактора и сил сопротивления его движению.

В процессе работы ножевого кустореза на базе гусеничного трактора отвал, опущенный на поверхность грунта, скользит по нему, срезая кустарник и деревья на ширину захвата отвала. Нож действует на дерево (в точке касания) силой T (рисунок 4.8), которую можно разложить на составляющие  $T_{\rm p}$  (усилие резания) и  $T_{\rm n}$  (усилие подачи или скалывания). При работе кусторез преодолевает силы сопротивления. Со стороны дерева на рабочий орган в точке касания действует реактивная сила P, равная тяговому усилию T и противоположная по направлению. Ее составляющие:

- а) вдоль режущего лезвия сила сопротивления резанию  $P_{\rm p}$ ;
- б) перпендикулярно режущему лезвию сила сопротивления скалыванию  $P_{\rm n}$ .

Кроме того, вдоль режущего лезвия действует сила, препятствующая перемещению ножа относительно дерева, — сила трения  $P_{\rm Tp}$ . Очевидно, что кусторез может работать только при условии:  $T_{\rm p} > P_{\rm Tp}$  (в противном случае нож застрянет в дереве). Эти силы стремятся сдвинуть и повернуть кусторез вокруг его центра тяжести, т. е. препятствуют эффективной работе кустореза. Суммарный момент этих сил, стремящихся повернуть машину,

$$M_{\text{пов}} = P_{\text{п}} l_{\text{п}} - (P_{\text{p}} + P_{\text{тр}}) l_{\text{p}},$$
 (4.20)

где  $P_{\text{тр}} = \mu_{\text{д}} P_{\text{п}}, \ \mu_{\text{д}}$  — коэффициент трения металла по древесине ( $\mu_{\text{д}} = 0.25$ ).

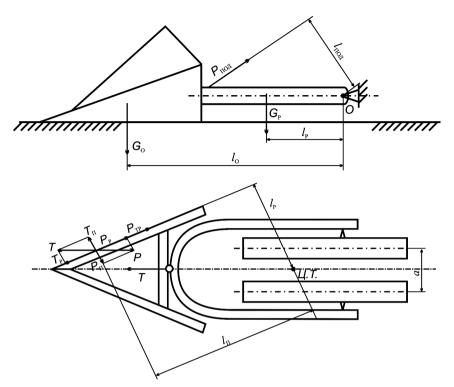


Рисунок 4.8 – Расчетная схема для определения усилий на рабочем органе кустореза

Противодействие повороту и сохранение прямолинейности движения обеспечивают силы сцепления между гусеницами и грунтом. Момент сопротивления, повороту,  $H\cdot m$ , с учетом этих сил

$$M_{\rm c.\pi} = \frac{a}{2} \varphi_{\rm r} G_{\rm k},\tag{4.21}$$

где a — ширина колеи, м;

фг – коэффициент сцепления гусениц с грунтом.

Таким образом, прямолинейность движения кустореза сохраняется, если

$$M_{_{\mathrm{CII}}} > M_{_{\mathrm{IIOB}}}$$
 , T. e.  $\frac{M_{_{\mathrm{CII}}}}{M_{_{\mathrm{IIOP}}}} > 1$  .

При выборе параметров гидроцилиндров для подъема отвала кустореза (см. рисунок 4.8) требуется определить усилие  $P_{\text{под}}$ . Его можно получить из уравнения моментов сил ( $\sum M_0 = 0$ ) относительно точки крепления рамы к гусеничной тележке:

$$P_{\text{под}} = \frac{G_{\text{p}} l_{\text{p}} + G_{\text{o}} l_{\text{o}}}{l_{\text{под}}}, \tag{4.22}$$

где  $G_p$  – сила тяжести рамы, H;

 $G_0$  – сила тяжести отвала с кустарником и дерном, H;

 $l_{\rm p},\ l_{\rm o},\ l_{\rm nog}$  — плечи силы тяжести рамы, силы тяжести отвала с кустарником и усилия подъема отвала соответственно, м.

**Эксплуатационная производительность** кустореза,  ${\rm M}^3/{\rm q}$ , (при работе без холостых проходов)

$$\Pi_{9} = \frac{3600 \kappa_{\rm B} B_{3} L_{3}}{\kappa_{\rm \Pi ep} \left(\frac{L_{3}}{v_{\rm p}} + t_{\rm \Pi OB}\right) n},\tag{4.23}$$

где  $\kappa_{\text{\tiny B}}-$  коэффициент использования машины по времени,  $\kappa_{\text{\tiny B}}=0.85$  ;

 $L_3$  – длина участка (от поворота до поворота), м;

 $\kappa_{\text{пер}}$  – коэффициент перекрытия проходов,  $\kappa_{\text{пер}} = 1,15$ ;

 $v_p$  – скорость рабочего хода, м/с,

n – число проходов (по одному месту), n = 1...3;

 $t_{\text{пов}}$  – время одного поворота в конце участка ( $t_{\text{пов}} = 10...20$  с).

Скорость кустореза при срезе древесного ствола составляет

$$v_{\rm p} = v_{\rm T}(1 - \delta_{\rm cp}), \tag{4.24}$$

где  $v_{\rm T}$  – теоретическая скорость кустореза, м/с;

 $\delta_{cp}$  – коэффициент буксования движителя при срезе ствола,

$$\delta_{\rm cp} = A \frac{W}{G_{\rm cu}} + B \left(\frac{W}{G_{\rm cu}}\right)^m, \tag{4.25}$$

 $A,\ B,\ m$  –коэффициенты ( $A=0,05,\ B=1,76,\ m=12$  – для гусеничного трактора).

# 4.3 Корчеватели

**Корчеватель** представляет собой базовую машину с навесным рабочим органом в виде решетчатого отвала со специальными зубьями. Он предназначен для корчевки и уборки пней, расчистки участков от камней, корней и сваленных деревьев. Его также можно использовать для рыхления грунта.

Корчеватели классифицируют по следующим признакам:

- по назначению корчеватели, корчеватели-собиратели и корчевателипогрузчики;
- по типу базовой машины на гусеничных тракторах и пневмоколесных тягачах;

- по агрегатированию с базовой машиной с передней и задней навеской рабочего органа;
  - *no muny зубьев* с фиксированными и откидными зубьями.

Наиболее распространенными являются корчеватели-собиратели с передней навеской рабочего органа, которые обеспечивают эффективную корчевку пней, расчистку грунта от корней и камней и удаление выкорчеванных деревьев и кустарника (рисунок 4.9).

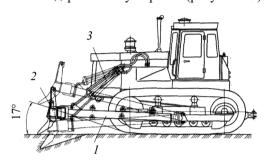


Рисунок 4.9 — Конструктивная схема корчевателя: 1 — толкающая универсальная рама; 2 — отвал с зубьями; 3 — гидроцилиндры управления рамой

Его рабочий орган — это решетчатый отвал с зубьями, который устанавливают на толкающей раме *I*, укрепленной на гусеничной тележке трактора. Зубья располагаются в нижней части отвала *2*, который с помощью шарового шарнира крепят к универсальной толкающей раме трактора *I* и управляют его положением гидроцилиндрами *3*. Он производит корчевку кустарника и пней диаметром до 30 см.

При корчевании зубья заглубляют в грунт (за 0,50–0,75 м от пня), после чего отвал вместе с рамой приподнимают гидроцилиндрами.

Рабочие органы корчевателей различного типа представлены на рисунке 4.10. Они различаются размерами и частотой расположения зубьев. Корчеватели-собиратели имеют количество зубьев от четырех до девяти в зависимости от тяговых характеристик базовой машины. Решетчатый отвал способствует захвату и перемещению выкорчеванных пней и кустарника и обеспечивает просыпание грунта через решетку.

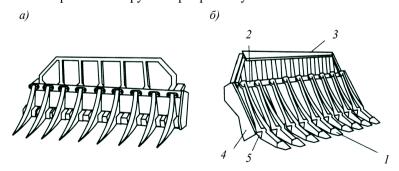


Рисунок 4.10 — Рабочие органы корчевателя (a) и корчевателя-собирателя ( $\delta$ ): I — зубья; 2 — несущий брус; 3 — защитная решетка; 4 — боковая косынка; 5 — рабочая балка

В ряде конструкций корчевателей-погрузчиков отвал может поворачиваться (относительно рамы) в вертикальной плоскости с помощью дополнительных гидроцилиндров. Это облегчает его разгрузку, а также обеспечивает при корчевке пней приложение к ним усилий как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости.

Конструкция корчевателя с задним расположением рабочего оборудования подобна конструкции рыхлителя.

Уборку камней этой машиной производят в двух вариантах: во-первых, *толкающим усилием*, развиваемым тягачом; во-вторых, *подъемным усилием*, создаваемым гидроцилиндрами механизма подъема (камней большей массы и с более значительной глубины).

Гидравлические схемы современных бульдозеров предусматривают агрегатирование на гусеничном или пневмоколесном тягаче различного навесного оборудования (рыхлительного, корчевательного и кусторезного). В разделе 5 (см. рисунок 5.14) представлена типовая гидросхема, обеспечивающая управление передненавесного рабочего оборудования бульдозера, корчевателя или кустореза и задненавесного оборудования рыхлителя.

**Общий расчет** корчевателей-собирателей выполняют аналогично расчету бульдозеров. Особенности расчета состоят в определении рабочих нагрузок.

*Тяговый расчет.* Уравнение тягового баланса для корчевателей имеет следующий вид:

$$P_{\text{cII}} \ge \kappa_{\pi} T_1 \ge W , \qquad (4.26)$$

где  $\kappa_{\text{д}}$  – коэффициент динамичности;

 $T_1$  – тяговое усилие трактора на первой передаче.

Суммарное сопротивление передвижению, кН,

$$W = W_{\rm p} + W_{\rm nep} + W_{\rm K}, \qquad (4.27)$$

где  $W_{\rm p}$  — сопротивление резанию грунта;

 $W_{\text{пер}}$  — сопротивление перемещению камней, корней и др.;

 $W_{\kappa}$  — сопротивление перемещению корчевателя;

- сопротивление резанию, кН,

$$W_{\rm p} = P_{\rm yh} F_{\rm cp}, \tag{4.28}$$

где  $P_{\rm yg}$  — удельная сила сопротивления резанию грунта с корнями,

$$P_{\rm уд} = \begin{cases} 40...50 \ {\rm к\Pi a} - {\rm для} \ {\rm дерна}, \\ 100...200 \ {\rm к\Pi a} - {\rm c} \ {\rm большим} \ {\rm содержанием} \ {\rm корней} \ {\rm кустарника}; \end{cases}$$

 $F_{\rm cp}$  – площадь поперечного сечения среза, м<sup>2</sup>;

# - сопротивление перемещению камней и корней, кН,

$$W_{\text{nep}} = f_{\text{c}} G_{\text{nep}}, \tag{4.29}$$

где  $f_{\rm c}$  – коэффициент сопротивления перемещению,

$$f_{\rm c} = \begin{cases} 0.5 \dots 0.6 - \text{для камней,} \\ 0.4 \dots 0.5 - \text{для кустов и деревьев;} \end{cases}$$

 $G_{\text{пер}}$  – сила тяжести перемещаемых объектов разработки, кH;

– сопротивление движению корчевателя, кН,

$$W_{\kappa} = (f+i)G_{\kappa}, \tag{4.30}$$

где f – коэффициент сопротивления передвижению ( f = 0,08...0,15);

i – уклон пути;

 $G_{\kappa}$  – сила тяжести корчевателя, кH;

Эксплуатационную производительность корчевателя, м<sup>3</sup>/ч, (без холостых проходов) находят по той же формуле, что и кустореза:

$$\Pi_{9} = \frac{3600 \kappa_{\rm B} B_{3} L_{3}}{\kappa_{\rm nep} \left(\frac{L_{3}}{v_{\rm p}} + t_{\rm noB}\right) n}.$$
(4.31)

Рабочие органы машин для подготовительных работ, как правило, являются дополнительным или сменным рабочим оборудованием базовых машин (гусеничных тракторов или колесных тягачей). Корчевателями и кусторезами оборудуют бульдозеры с поворотным отвалом, а рыхлительные органы используют в автогрейдерах, бульдозерах, одноковшовых экскаваторах и погрузчиках.

К основным направлениям развития машин для подготовительных и вспомогательных работ относят мероприятия, расширяющие их технологические возможности и повышающие эффективность их эксплуатации:

- расширение типоразмерного ряда базовых тракторов;
- совершенствование конструкции рабочих органов путем повышения их подвижности в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
  - оснащение машин рабочими органами активного действия;
- совершенствование системы управления положением рабочего органа при изменении угла рыхления, вылета стойки зубьев, шага и бокового выноса зубьев;
- оснащение машин системами автоматического управления и регулирования режимов эксплуатации и положения рабочих органов с учетом свойств разрабатываемых грунтов;
- расширенное использование унифицированных блочно-модульных агрегатов тракторов и узлов рабочего оборудования.

# Контрольные вопросы

- Дайте классификацию машин для подготовительных работ по основным признакам.
- 2 Чем различаются трех- и четырехзвенная подвески рыхлительного оборудования?
- 3 Рассчитайте геометрические характеристики рыхлительных зубьев с учетом сил сопротивления грунта рыхлению.
- 4 Начертите силовую схему воздействия рабочего органа кустореза на срезаемый объект и сформулируйте условие прямолинейного движения кустореза в рабочем режиме.
  - 5 Произведите тяговый расчет корчевателя в рабочем режиме.
- 6 Как рассчитать эксплуатационную производительность рыхлителя, кустореза и корчевателя?

# **5** ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

# 5.1 Бульдозеры

**Б**ульдозер является самоходной землеройно-транспортной машиной, предназначенной для срезания, планировки и перемещения грунтов I–IV категорий. Он состоит из базового трактора или тягача, впереди которого в поперечной плоскости навешен рабочий орган — отвал, который по размеру перекрывает ширину базовой машины. К числу основных узлов относят раму, двигатель, трансмиссию, ходовую систему и органы управления базовой машины, а также бульдозерное оборудование и механизмы его управления.

Бульдозер – машина циклического действия, рабочий процесс которой состоит из операций копания, перемещения и разравнивания грунта. При движении бульдозера вперед при помощи системы управления отвал заглубляется в грунт на 50-200 мм (в зависимости от категории грунта и типоразмера машины), срезает ножами слой грунта и перемещает образовавшуюся перед отвалом грунтовую призму. Затем отвал частично выглубляют (приподнимают) и бульдозер перемещает грунт к месту укладки. После этого бульдозер разравнивает призму волочения приподнятым отвалом (как передним, так и задним ходом машины). При транспортировании теряется до 30 % объема призмы волочения (в зависимости от расстояния). Поэтому при перемещении призмы отвалом подрезают опорную поверхность грунта для компенсации потерь. После отсыпки и разравнивания грунта отвал поднимают в транспортное положение и бульдозер возвращают к месту набора грунта, после чего рабочий цикл повторяется. Как правило, бульдозеры набирают максимальный объем призмы волочения на участке длиной до 10 м. Дальность перемещения грунта составляет 60-80 м для гусеничных бульдозеров и 100-150 м - для пневмоколесных.

## 5.1.1 Конструкции и устройство

Бульдозеры классифицируют по следующим основным признакам:

- по назначению общего и специального назначения;
- *по типу ходового оборудования –* колесные и гусеничные;
- *по типу ходовой трансмиссии* с механической, гидромеханической с гидродинамическим компонентом, гидромеханической с гидростатическим компонентом, дизель-электрической;
- по тяговому классу базовой машины (мощности двигателя) малогабаритные, легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые;

- по конструкции рабочего оборудования бульдозеры с неповоротным и поворотным отвалами, а также бульдозеры-рыхлители и бульдозеры-погрузчики;
- по принципу автоматизации управления земляными работами − с 2D лазерной системой, 3D-GPS/ГЛОНАСС-системой и 3D-системой с роботизированным тахеометром.

Бульдозеры общего назначения используют для выполнения основных видов землеройно-транспортных и вспомогательных работ на различных грунтах и в климатических условиях нашей страны с температурой окружающей среды  $\pm 40$  °C.

Специальные бульдозеры предназначены для выполнения работ в специфических грунтовых и технологических условиях (прокладки дорог, их чистки от снега, сгребания торфа, подземных работ и т. п.).

При выполнении масштабных земляных работ предпочтение отдают *гусе-ничным бульдозерам*, имеющим большее сцепление с грунтом и повышенную проходимость, что позволяет их использовать в тяжелых грунтовых условиях, в том числе на неустойчивых, переувлажненных или рыхлых грунтах.

*Колесные бульдозеры* применяют при работе в более легких дорожных условиях и необходимости частого перебазирования с объекта на объект.

В таблице 5.1 представлен один из вариантов классификации бульдозеров в зависимости от тягового класса базовой машины. Интервалы каждой из названных групп могут существенно различаться в зависимости от составителя классификации, но в целом они охватывают весь диапазон выпускаемой техники.

Тип	Класс, тс	Мощность, кВт
Малогабаритные	< 0,9	18,5–37,0
Легкие	1,4-4,0	37–96
Средние	6–15	103–154
Тяжелые	25–35	220–505
Сверхтяжелые	50–100	510–880

Таблица 5.1 – Классификация бульдозеров по тяговому классу и мощности

Напомним, что *тасовый класс* остается главным параметром тракторов. По промышленной классификации он означает максимальную силу тяги (в тоннах силы [Tc]) без догрузки навесным оборудованием на скорости 2,5–3,0 для гусеничных и 3,0–3,5 км/ч – для пневмоколесных машин.

На бульдозерах устанавливают дизельные двигатели с частотой вращения коленчатого вала  $1800-2000~{\rm Muh}^{-1}$  и увеличенным крутящим моментом. Они обеспечивают эффективную разработку грунтов I–IV категорий на малых скоростях.

В бульдозере c неповоротным отвалом его устанавливают перпендикулярно продольной оси машины неподвижно или c небольшим угловым качанием в поперечной плоскости.

В бульдозере с поворотным отвалом его можно поворачивать на заданный угол в обе стороны от основного положения. Поворотный отвал устанавливают в основном на гусеничных тракторах, поскольку колесные тягачи хуже воспринимают боковые нагрузки.

У бульдозеров-погрузчиков на подъемной стреле шарнирно устанавливают отвал (вместо него можно также навешивать погрузочный ковш или другие виды сменного оборудования).

**Гусеничные бульдозеры.** Современные гусеничные бульдозеры оснащают среднеоборотным дизельным двигателем, дополненным турбонаддувом, проме-

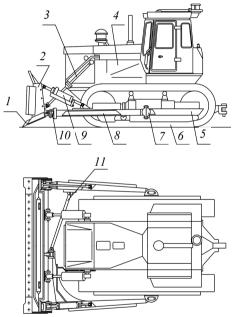


Рисунок 5.1 – Бульдозер с неповоротным отвалом:

I — нож; 2 — отвал; 3 — гидроцилиндр подъемаопускания отвала; 4 — силовая установка с трансмиссией; 5 — гусеничная тележка; 6 — гусеницы; 7 — шарнир; 8 — толкающий брус; 9 — гидрораскос; 10 — универсальный шарнир; 11 — механизм компенсации

жуточным охлаждением наддувочного воздуха и функцией автоматического регулирования впрыска топлива, с запасом крутящего момента в пределах 20–35 %.

Бульдозеры с неповоротными отвалами бывают с жесткими и шарнирными (рисунок 5.1) толкающими брусьями. Бульдозер с жесткими брусьями оборудуют отвалом, к которому приваривают два толкающих бруса, охватывающие снаружи базовый трактор. Брусья шарнирно устанавливают на поперечной балке, которую болтами крепят к раме трактора. Подъем и опускание отвала осуществляют с помощью одного гидроцилиндра, расположенного впереди на подрамнике.

На рисунке 5.2 представлено частично гидрофицированное бульдозерное оборудование с шарнирными брусьями. Отвал *I* шарнирно связан с двумя толкающими брусами 7 (они же шарнирно крепятся к тележкам трактора). Для сохра-

нения необходимого положения и энергосберегающего резания грунта отвал с одной стороны удерживается гидрораскосом 13, а с другой – жесткой

тягой 5 (например, винтовым раскосом). Гидрораскос присоединен к гидросистеме трактора и осуществляет перекос отвала в поперечной плоскости на угол до  $12^{\circ}$ . Этому способствуют шарнирные подшипники 6, которые позволяют брусьям поворачиваться относительно осей шаровых опор 14, закрепленных на тракторе. Подкос 12, балка 10 и тяга 8 составляют механизм компенсации, который обеспечивает перераспределение боковых нагрузок на брусья 7 и повышает устойчивость отвала в горизонтальной плоскости.

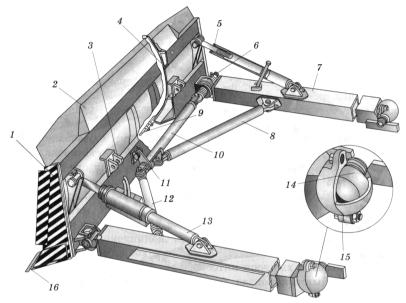


Рисунок 5.2 – Бульдозерное оборудование с неповоротным отвалом и шарнирным креплением:

I — отвал; 2 — козырек; 3 — кронштейн; 4 — лобовой лист; 5 — раскос жесткий; 6 — подшипник; 7 — толкающий брус; 8 — тяга; 9 — винт; 10 — балка; 11 — серьга; 12 — подкос; 13 — гидрораскос; 14 — шаровая опора; 15 — прокладка; 16 — нож

Гидрораскос 13 состоит из гидроцилиндра двойного действия, двустороннего замка и штуцеров для присоединения к гидросистеме трактора. Замок запирает полости гидроцилиндра при отключенном гидрораспределителе и открывается для подачи рабочей жидкости при включении привода. На тяжелых бульдозерах гидрораскосы имеют предохранительные клапаны для устранения последствий чрезмерного давления при наезде бульдозера на непреодолимое препятствие. Винтовой раскос 5 служит для механического изменения угла резания ножей в диапазоне  $\pm 10^{\circ}$  от среднего угла установки  $55^{\circ}$ . Он представляет собой трубу, с одной стороны которой установлен винт с шарнирным подшипником, с другой – проушина на шестиграннике с пружинным стопором.

В целом отвал вместе с брусьями и раскосами образует жесткую систему, которая с помощью двух гидроцилиндров (или одного) поднимается и опускается.

Приведенной схемой механизма компенсации не ограничиваются варианты соединения неповоротного отвала с толкающими брусьями. На рисунке 5.3 представлены различные схемы (симметричные и асимметричные) крепления брусьев к отвалу. Механизмы крепления толкающих брусьев l к отвалу d состоят из вертикальных элементов d и d (подкосов или раскосов) с винтовым или гидравлическим регулированием их длины, обеспечивающих поперечный перекос или наклон отвала, и горизонтальных элементов d (растяжек, раскосов или кронштейнов), которые исключают поперечное качание отвала.

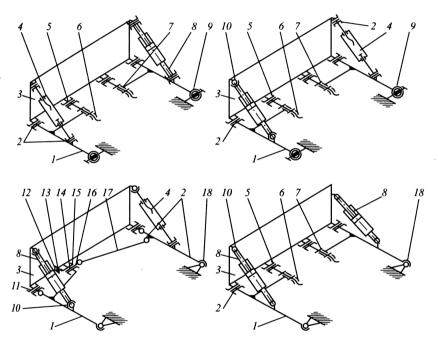


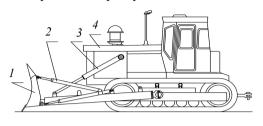
Рисунок 5.3 — Схемы соединения отвала с толкающими брусьями: 1 — толкающий брус; 2, 5 — цилиндрические шарниры; 3 — отвал; 4 — винтовой подкос; 6 — винт; 7 — упорная шайба; 8 — гидроподкос; 9 — шаровая опора со сферической втулкой; 10 — сферический шарнир или шарнир со сферической втулкой; 11 — карданный шарнир; 12 — скоба с направляющими для скольжения опорной шайбы; 13 — опорная шайба; 14 — регулировочный винт; 15 — втулка на кронштейне бруса; 16 — палец; 17 — растяжка; 18 — шаровая опора

*Бульдозеры с поворотным отвалом* отличаются тем, что на базовых тракторах с помощью упряжных шарниров 7 крепят охватывающую уни-

версальную (толкающую) раму. Один из вариантов конструкции с частично гидрофицированным рабочим оборудованием представлен на рисунке 5.4. Впереди рамы приварена шаровая опора, на которой установлен отвал *I*,

поворачивающийся налево направо по ходу движения машины. Отвал соединяют с рамой (в целях удобства монтажа и демонтажа она состоит из двух полурам 6 и 8, связанных между собой шарнирно с помощью вертикального пальца) шаровым шарниром и двумя толкателями 5 с винтовыми или гидравлическими раскосами 2. Подъем и опускание рамы с отвалом производят двумя гидроцилиндрами 3. Задние шарниры 7 толкатезакрепляют В ползунах (кронштейнах) на раме. Их фиксируют вручную в трех положениях относительно продольной оси отвала  $(0; \pm 27^{\circ})$  закладными штырями (штифтами).

При одинаковой длине винтовых раскосов основной угол резания отвала составляет  $55^{\circ}$  (и может меняться в пределах  $\pm 5^{\circ}$  при одинаковом увеличении или



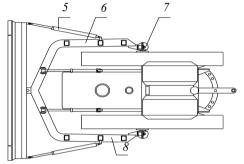


Рисунок 5.4 — Бульдозер с поворотным отвалом: 1 — отвал; 2 — гидрораскос; 3 — гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 4 — базовый трактор; 5 — толкатель; 6, 8 — полурамы; 7 — шарнир

уменьшении их длины). При увеличении длины раскосов с одной стороны и уменьшении с другой изменяется угол поперечного перекоса отвала в пределах  $\pm 5^{\circ}$ .

Бульдозерное оборудование с внешним охватом гусеничных тележек толкающей рамой (рисунок 5.5) состоит из отвала 1 с толкателями 5 и толкающей рамы 6. Для соединения отвала с толкателями 5 и раскосами 3 установлены крестовины 2 в проушинах отвала. Для соединения отвала с толкающей рамой 6 в нем предусмотрено гнездо 9 для крепления шаровой опоры 8. Толкатели 5 соединяют с рамой с помощью шаровых опор 12. Жесткие винтовые раскосы 3 предназначены для установки угла резания (при одинаковой длине) и перекоса отвала (при различной длине).

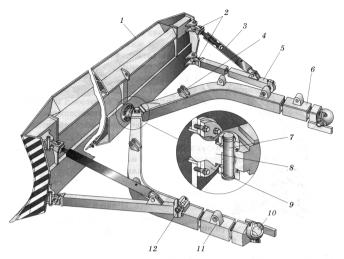


Рисунок 5.5 — Бульдозерное оборудование с поворотным отвалом: I — отвал; 2 — крестовины; 3 — раскос; 4 — кронштейн; 5 — толкатель; 6 — рама; 7 — палец; 8, 10, 11, 12 — опоры; 9 — гнездо

Легкие бульдозеры монтируют на узкой U-образной раме, лонжероны которой проходят между гусеничными тележками и рамой трактора.

Следует отметить, что в большинстве современных моделей бульдозеров управление положением отвала полностью гидрофицируют и осуществляют из кабины машиниста. С помощью гидроцилиндров производят подъем и принудительные опускание отвала, поворот в плане, поперечный двухсторонний перекос, изменение угла резания ножей, а также устанавливают плавающее и фиксированное положения отвала.

Способность поворотных бульдозеров осуществлять «косое» резание и перемещать грунт в сторону находит широкое применение при засыпке траншей и рвов, а также для очистки строительных площадок и дорог, в том числе от снега.

В связи с возможностью реализации «косого» резания ширина (длина) поворотного отвала  $B_{\text{пов}}$  значительно больше, чем неповоротного  $B_{\text{неп}}$ :

$$B_{\text{пов}} = (1,30...1,35) B_{\text{неп}}.$$
 (5.1)

Поэтому бульдозеры с поворотным отвалом развивают меньшее удельное усилие резания (при одинаковой силе тяги базового трактора).

**Трансмиссии гусеничных бульдозеров.** Механические трансмиссии, сохраненные в отдельных моделях бульдозеров с тягой до 15 тс, отличаются простотой конструкции агрегатов, легкостью в ремонте, КПД, достигающим 95 % и относительной дешевизной. Эти достоинства обеспечивают бульдозерам с механической трансмиссией довольно устойчивое применение и

даже развитие. Так, отечественные машиностроители выпускают две модели гусеничных тракторов (МТЗ-2103 мощностью 116 кВт и МТЗ-1502 мощностью 149 кВт), которые призваны заменить до сих пор работающие в странах постсоветского пространства устаревшие машины ДТ-74 и ДТ-75.

К недостаткам относят фиксированные передаточные числа трансмиссии, что сказывается на производительности и качестве земляных работ, а также требует от машиниста частого ручного переключения скорости для достижения оптимальной тяги при разработке и перемещении грунта.

Ведущие производители дорожной техники (фирмы «Liebherr», «John Deere», «CASE», «Caterpillar», «Komatsu» и др.) выпускают бульдозеры, оснащенные различными гидромеханическими ходовыми трансмиссиями как с гидродинамическим, так и с гидростатическим компонентом. Каждая из них имеет особенности, которые проявляются при эксплуатации бульдозеров.

На рисунке 5.6 представлены структурные схемы основных ходовых трансмиссий, которые используют в гусеничных бульдозерах.

Гидромеханические трансмиссии с гидродинамическим компонентом (гидромеханические трансмиссии) до недавнего времени были основными видами ходовых трансмиссий (ими были оснащены более 80 % тракторного парка мира). Их основными силовыми элементами являются гидротрансформатор, планетарная коробка передач, главная (коническая) передача, многодисковый бортовой фрикцион и бортовые редукторы. Такая система обеспечивает наибольшую эффективность для тяжелых условий эксплуатации бульдозеров с максимальной тягой и производительностью, например, при работе на мерзлых грунтах.

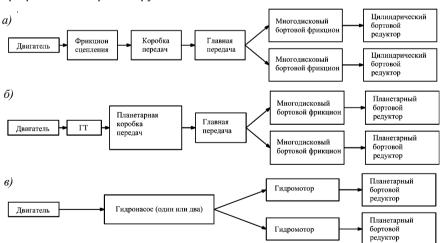


Рисунок 5.6 — Структурные схемы ходовых трансмиссий гусеничных бульдозеров: a — механической;  $\delta$  — гидромеханической с гидродинамическим компонентом;  $\epsilon$  — гидромеханической с гидростатическим компонентом

Гидромеханическая трансмиссия с гидростатическим компонентом (гидростатическая трансмиссия) имеет меньшее число основных силовых элементов (см. на рисунке 5.6): два насоса, два гидромотора и два бортовых планетарных редуктора (по одному элементу на каждую гусеницу), что позволяет отказаться от таких трансмиссионных узлов, как гидротрансформатор, коробка передач, главная передача, механизмы поворота и тормоза. Отсутствие тормозных педалей, рычагов включения фрикционов и рычага переключения передач снижает утомляемость оператора и повышает безопасность и точность выполнения работ. Однако такая трансмиссия имеет более сложную электронную систему управления и отличается более высокими требованиями к техническому обслуживанию и эксплуатации, особенно при низких температурах. Наибольшую эффективность трансмиссия показывает при циклических перемещениях бульдозера с максимальной маневренностью и относительно малой нагрузкой.

Электромеханическую трансмиссию использовали только на советском и постсоветском пространстве в тракторах трех последовательно разработанных моделей: ДЭТ-250, -320 и -400 (цифра означает тяговый класс трактора в кН). Их масса превышала массу тракторов аналогичного тягового класса с гидромеханической трансмиссией на 25–30 %. Дизельный двигатель через одноступенчатый цилиндрический редуктор приводит генератор, а затем через электромоторы, главную передачу, планетарные механизмы поворота и бортовые редукторы — ведущие звездочки гусениц. Сложность устройства и технического обслуживания трансмиссии требует специальной подготовки персонала.

Ведущие производители тракторов и бульдозеров на их основе используют гидромеханические трансмиссии. Электромеханические трансмиссии применяют в отдельных моделях. Так, в настоящее время проходит испытания колесный отечественный трактор «Беларус-3023» мощностью 300 л. с. (221 кВт). Его электромеханическая трансмиссия обеспечивает бесступенчатое переключение скорости с минимальным расходом топлива и максимальным КПД.

**Колесные бульдозеры** базируются на пневмоколесных тракторах или специальных шасси. В соответствии с массой и мощностью силовой установки их разделяют на три группы: 1) легкие (массой до 11 т); 2) средние (массой не более 30 т); 3) тяжелые (массой более 30 т).

Легкие машины, как правило, многофункциональные, их используют в дорожном строительстве для выполнения небольших объемов земляных работ и в коммунальном секторе для работ по уборке тротуаров и пешеходных дорожек, улиц, парковок и дворовых территорий.

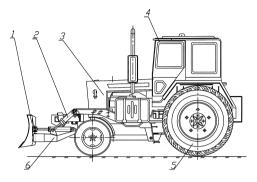
Легкие бульдозеры на тракторах типа МТЗ-80.1/82.1 тягового класса 1,4 используют для планировочных работ на грунтах I и II категорий. От ДВС (мощностью 60 кВт) через механическую трансмиссию приводят одну или две оси пневмоколес. Как правило, базовые тракторы, помимо отвала, оснащают и другими видами оборудования, например, одноковшовыми экс-

каваторами, погрузчиками, цепными траншеекопателями и др. Облегченное бульдозерное оборудование для этих машин выпускают как с неповоротным, так и с поворотным отвалом (рисунок 5.7). В приведенной конструктивной схеме колесного бульдозера с поворотным отвалом для управления положением отвала I в режиме подъем — опускание используют один гид-

роцилиндр 2, подсоединенный к гидросистеме трактора. Поворот отвала в плане производят вручную и фиксируют гидроцилиндром 7 и винтовой тягой 9. Перекос отвала в данной схеме не предусмотрен.

Бульдозеры средней группы применяют на строительных и дорожных работах (при планировке строительных площадок, перемещении и распределении сыпучих материалов), а также на вспомогательных работах (по снегоуборке, зачистке мест работы экскаваторов, содержанию в рабочем состоянии мест погрузки и разгрузки).

Тяжелые колесные бульдозеры – это специализированные машины на базе серийных колесных тракторов и специальных двухосных полноприводных шасси для выполнения широкомасштабных земляных работ по прокладке



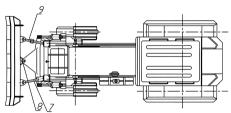


Рисунок 5.7 – Колесный бульдозер с поворотным отвалом:

I – отвал; 2 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 3 – силовая установка; 4 – кабина; 5 – шасси; 6 – рама; 7 – гидроцилиндр поворота отвала; 8 – шарнир; 9 – тяга

автомобильных и железных дорог, а также карьерных работ на открытых участках месторождений полезных ископаемых.

На рисунке 5.8 приведена схема бульдозера модели БелАЗ-7823, эксплуатационная масса которого составляет 48,5 т. Его применяют для разработки грунтов I–III категории и грунтов IV категории с предварительным рыхлением. Номинальная мощность двигателя — 312,5 кВт при частоте 2100 мин<sup>-1</sup>. Его оснащают гидромеханической трансмиссией с комплексным гидротрансформатором. Он имеет шарнирно-сочлененную раму. Рабочее оборудование бульдозера включает отвал 4 (шириной 4800 и высотой 1600 мм), поперечную и продольную балки, гидроцилиндры поворота и перекоса отвала, а также его подъема-опускания. Его массово-энергетические характеристики обеспечивают заглубление отвала на глубину до 450 мм.

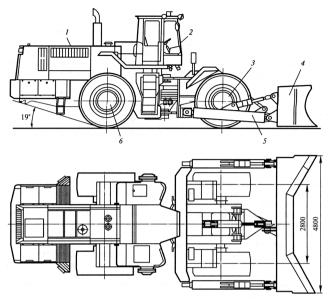


Рисунок 5.8 — Колесный бульдозер БелАЗ-7823: I — силовая установка; 2 — кабина; 3 — передний мост; 4 — отвал; 5 — продольная балка; 6 — задний мост

Отвалы тяжелых колесных бульдозеров, как правило, неповоротные. Применение поворотных конструкций отвалов ограничено отрицательным воздействием боковых нагрузок на колесную ходовую систему.

К колесным бульдозерам относят также жестковальцовые бульдозерыуплотнители, которые применяют как для земляных работ, так и для коммунальных (для сбора и уплотнения отходов).

**Бульдозеры-рыхлители** (рисунок 5.9) служат для рыхления мерзлых грунтов и пород, которые не могут разрабатывать экскаваторы, бульдозеры, скреперы и другие машины для земляных работ, имеющие весьма ограниченные возможности, о чем свидетельствуют данные таблицы 5.2. Сочетание бульдозерного и рыхлительного оборудования уравновешивает базовую машину, создавая лучшие условия для рыхления.

Таблица 5.2 – Удельное сопротивление грунта при копании различными машинами

Машина	Удельное сопротивление грунта копанию, МПа			
Бульдозеры и скреперы	≤ 0,3			
Одноковшовые экскаваторы	≤ 0,5			
Многоковшовые экскаваторы	≤ 0,8			

В типичной схеме бульдозера-рыхлителя (см. рисунок 5.9) к заднему мосту базового трактора 1 крепят на шпильках опорную раму 2, на которой

внизу шарнирно устанавливают раму  $\delta$ , а вверху — тягу  $\delta$ . К тягам шарнирно прикрепляют рабочую балку  $\delta$  так, что образуется параллелограммный

четырехзвенник. По диагонали четырехзвенника устанавливают два гидроцилиндра 5 управления положением рыхлителя. На рабочей балке 4 закрепляют зуб 6 прямоугольного сечения, на конце которого крепят быстросъемный наконечник 7. Выдвигая штоки гидроцилиндров, поднимают зуб рыхлителя в верхнее положение, втягивая штоки – заглубляют зуб в грунт.

Бульдозеры-погрузчики легкого типа (рисунок 5.10) устанавливают в основном на пневмоколесных тракторах (типа МТЗ-80.1/82.1, 1021 и др.). Бульдозерно-погрузочное оборудование включает отвал 2 (или ковш *I*), установленный на стреле 8 с помощью устройства



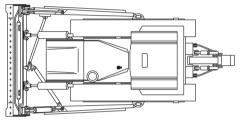


Рисунок 5.9 — Бульдозер-рыхлитель: I — базовый трактор; 2 — опорная рама; 3 — тяга; 4 — рабочая балка; 5 — гидроцилиндр подъемаопускания рабочего органа; 6 — сменный зуб; 7 — наконечник зуба; 8 — нижняя рама

4, два рычага 6 и две тяги 5, две продольные тяги 15 с кронштейнами 13, поперечную связь 16, а также два гидроцилиндра управления 7 рабочим органом и два гидроцилиндра 10 управления стрелой.

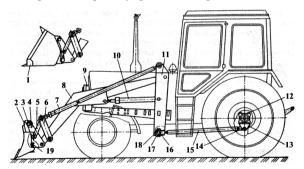


Рисунок 5.10 – Колесный бульдозер-погрузчик:

I — ковш; 2 — отвал; 3, 14, 19 — пальцы; 4 — устройство для быстрой смены рабочего оборудования; 5 — тяга; 6 — рычаг; 7 — гидроцилиндр управления отвалом; 8 — стрела; 9 — буфер; 10 — гидроцилиндр управления стрелой; 11 — рама; 12, 17 — узлы крепления; 13 — кронштейн; 15 — продольная тяга; 16 — поперечная связь; 18 — бугель-кронштейн

Для установки рабочего оборудования на базовый трактор отвал 2 (и ковш I) имеет два вертикальных листовых кронштейна, приваренные сзади к его листовой коробке. В кронштейнах имеются узлы крепления (крючки и втулки), обеспечивающие быструю установку отвала на устройство 4, которое также имеет два вертикальных кронштейна, связанные в нижней части трубой, с устройствами крепления.

Как правило, бульдозер-погрузчик оснащают сменным рабочим оборудованием, в том числе ковшами различной вместимости для различных материалов, грузовыми вилами, монтажным крюком, челюстным захватом и др., значительно расширяющими его технологические возможности.

Рабочее оборудование. Отвал бульдозера представляет собой объемную металлическую конструкцию, сваренную из лобового листа полукруглого профиля, с верхним и нижним задними поясами жесткости (они образуют листовые коробки). Сверху к отвалу приварен козырек, препятствующий пересыпанию грунта через верхнюю кромку отвала и улучшающий формирование призмы волочения. Козырек также имеет ребра жесткости. В нижней части лобовой лист образует усиленную подножевую плиту, на которой спереди крепят съемные двухлезвийные режущие ножи с наплавленным износостойким сплавом. Торцы отвала закрыты боковыми щеками.

Ножи обычно выполняют из нескольких секций. Их передние рабочие кромки расположены, как правило, в одной горизонтальной плоскости. При копании мерзлых грунтов среднюю секцию ножей делают выступающей вперед, связывая ее длину b с шириной отвала (b = 0.3B).

Неповоротные бульдозеры снабжают сменными отвалами различной формы в зависимости от вида работ и категории грунта. Довольно широкая гамма отвалов объясняется широким спектром различных работ (земляных, коммунальных, строительных, дорожных и др.). Их используют при разработке грунтов и насыпных материалов, перемещения горных пород и крупнообломочных грунтов, очистки дорог и улиц от смета и снега.

На рисунке 5.11 представлены некоторые типы отвалов различного назначения, в частности прямой, полусферический и сферический. В англоязычной технической литературе неповоротные отвалы такой конфигурации обозначают как «S», «SU» (Semi-U) и «U». Поворотные отвалы обозначают как «A».

Прямой (S) простой отвал (см. рисунок 5.11, поз. 2) используют на различных бульдозерных работах, но с наибольшей эффективностью — для разработки нормальных и крепких грунтов. Он имеет наибольшие тяговые характеристики на режущей кромке, что обеспечивает быстрое заглубление и наполнение отвала. Такой отвал может работать с перекосом в поперечной плоскости, что увеличивает его эффективность на прочных грунтах. Но при перемещении грунта он малоэффективен из-за низкой накопительной способности.

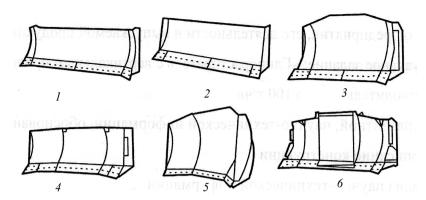


Рисунок 5.11 — Типы бульдозерных отвалов: I — прямой поворотный; 2 — прямой неповоротный; 3 — полуферический; 4 — сферический; 5 — сферический для сыпучих материалов; 6 — с толкающей плитой

Сферический (U) отвал (см. рисунок 5.11, поз. 4) применяют для разработки мягких грунтов. Он сварен из трех секций — центральной и двух боковых с цилиндрической поверхностью, расположенных под углом  $15-25^{\circ}$  (в плане) к центральной секции и выступающих вперед, за счет чего отвал обладает большой накопительной способностью — объем транспортируемого грунта увеличивается на  $20-25^{\circ}$ %. Угол между ножами боковых секций в плане не превышает  $150^{\circ}$ . Однако для разработки твердых грунтов его не применяют из-за довольно длинной режущей кромки.

Полусферический (SU) отвал (см. рисунок 5.11, поз. 3) отличается от сферического соотношением размеров секций (площадь центральной секции у него больше). На краях боковых секций приваривают косынки с вертикальными ножами. Угол между ножами боковых секций в плане составляет не менее 150°. По накопительной способности и по возможности разрабатывать прочные грунты он занимает промежуточное положение между сферическим и прямым отвалами.

Сферический отвал увеличенной (на 30–70 %) *вместимости* (см. рисунок 5.11, поз. 5) используют для транспортирования легких материалов, включая снег, уголь, торф и др.

Короткий прямой (неповоротный) отвал (см. рисунок 5.11, поз. 6) применяют в качестве буфера на гусеничных тракторах, которые толкают скреперы для повышения их производительности. Отвал не имеет механизмов перекоса и снабжен приваренной посередине стальной усиленной плитой, защищенной резиновой подушкой, которая смягчает удар о буферное устройство скрепера. Резиновые амортизаторы подвески отвала также поглощают удары при соприкосновении пластины с буфером скрепера.

Традиционный *поворомный отвал* (A) монтируют на базовом тракторе с помощью универсальной или П-образной рамы. Он, как правило, имеет

прямую форму без боковых щек, удлиненную по ширине и укороченную по высоте. Из-за большой длины он отличается меньшей жесткостью и меньшей удельной тяговой характеристикой. Возможность поворота отвала вокруг шарнира на раме на угол до  $\pm 25^{\circ}$  обеспечивает высокую эффективность работ по засыпке траншей, расчистке территорий и укладки насыпей.

Поворотный отвал с регулируемыми углами поворота и перекоса (РАТ – Power Angle Tilt), который устанавливают на П-образной раме, обладает значительно бо́льшими технологическими возможностями. Гидропривод обеспечивает его перемещение вверх и вниз, а также изменение угла наклона в вертикальной и горизонтальной плоскостях, что способствует повышению эффективности точного профилирования и чистовой планировки грунта бульдозером, имеющим отвал РАТ.

Наиболее универсальным является *поворотный отвал*, который имеет *регулируемые углы поворота и перекоса*, а также *регулируемый угол резания* (VPAT – Variable Power Angle Tilt). Бульдозер с отвалом VPAT обеспечивает высокое качество различных работ, в том числе разработки и транспортирования прочных грунтов, планировки и профилирования поверхности на начальной и чистовой заключительной стадии.

Дополнительное оборудование расширяет технологические возможности бульдозера. Отвал бульдозера может быть оснащен боковыми щитками, боковыми ножами и выдвижными боковыми зубьями. Для работы в плотных грунтах его снабжают одним передним и двумя задними зубьями. На ряде моделей бульдозеров («Liebherr», «Fiat-Kobelco», «Caterpillar», «Котаtsu» и др.) используют гидроуправляемые уширители отвалов, которые из кабины можно устанавливать под любым углом к отвалу.

рые из кабины можно устанавливать под любым углом к отвалов, которые из кабины можно устанавливать под любым углом к отвалу.

Для взламывания асфальта применяют отвалы с киркой в средней части.

Для разработки мерзлых грунтов используют отвалы с гребенчатыми ножами или зубьями.

Для одновременной планировки откосов и их подошвы отвал оснащают наклонной наставкой (с жестким или шарнирным соединением с основным отвалом). Если наставка имеет соответствующий профиль и установлена в средней части отвала, то она позволяет очищать и планировать канавы. Для перемещения грунта от стен зданий используют отвальную приставку (при движении задним ходом).

Кроме того, в средней части отвала устанавливают кусторезные ножи, грузовые вилы и подъемные крюки.

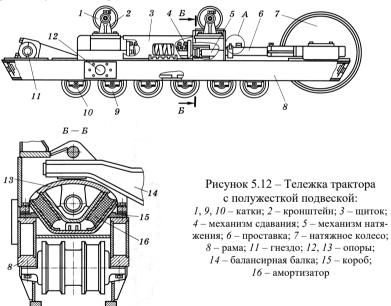
Рамы гусеничных тракторов имеют два варианта решения: в первом – конструкция рамного типа, сваренная целиком из стального проката (листов, швеллеров, двутавров и др.), во втором – конструкция, состоящая из корпуса ходовой трансмиссии и приваренной к ней передней полурамы.

К раме первого типа крепят элементы подвески трактора, соединяющие раму с осями опорных катков, которые передают через гусеничные цепи нагрузку от бульдозера на опорную поверхность.

В гусеничных тракторах в основном используют эластичную (упругую) и полужесткую (тележечного типа) ходовые части (см. рисунок 1.9). Эластичная ходовая часть обеспечивает большие плавность хода и скорость движения трактора; тележечная — воспринимает большие внешние нагрузки и обеспечивает лучшие точность управления и качество работ при агрегатировании с бульдозером.

В упругих подвесках соединение опорных катков с рамой позволяет каткам перемещаться относительно друг друга и рамы в вертикальной плоскости.

В полужестких (трехточечных) подвесках оси опорных катков жестко крепят к раме гусеничных тележек, каждую из которых соединяют с рамой трактора: сзади – жестким шарниром, спереди – упругим элементом. Благодаря этому каждая тележка независимо друг от друга может качаться в вертикальной плоскости, что обеспечивает равномерное распределение давления от силы тяжести бульдозера и повышенные сцепные характеристики движителя. На рисунке 5.12 представлена конструктивная схема тележки трактора с полужесткой трехточечной подвеской.



Подвеска состоит из двух гусеничных тележек, размещенных на оси бортовых редукторов, и балансирной балки 14, которая опирается на тележки через резиновые амортизаторы. Каждая тележка имеет шесть-семь опорных катков 9, 10, два поддерживающих катка 1, амортизационно-натяжной механизм и натяжное колесо 7. Рама 8 тракторной тележки состоит из двух

продольных лонжеронов коробчатого сечения, соединенных поперечными связями. Внутри рамы к лонжеронам прикреплен короб 15, в котором на амортизаторах 16 установлена опора 13 для балансирной балки 14 рамы. Амортизационно-натяжной механизм включает гидроцилиндр механизма натяжения 5 и механизм сдавания 4.

При проектировании легких и средних гусеничных бульдозеров конструкторы отдают предпочтение полужесткой подвеске, тяжелых — балансирной упругой, которая обеспечивает снижение динамического воздействия на остов машины при эксплуатации в тяжелых условиях и, как следствие, продление срока службы гусениц, катков и бортовых редукторов.

**Рамы колесных тракторов** также имеют несколько вариантов конструктивного решения, в том числе безрамный и рамный остовы.

У тракторов типа МТЗ-82 остовом, на котором монтируются узлы и агрегаты, является блок картеров двигателя и трансмиссии с прикрепленным к нему подрамником.

Рама колесного трактора (рисунок 5.13) тяжелого бульдозера является шарнирно-сочлененной. Она состоит из двух полурам 5 и 8, соединенных двойным шарниром 6, с помощью которого полурамы имеют возможность поворачиваться одна относительно другой в горизонтальной (на угол  $\pm 30^{\circ}$ ) и вертикальной (на угол  $\pm 20^{\circ}$ ) при помощи рулевых гидроцилиндров. Обе полурамы оснащают одинаковыми ведущими мостами 2 и 3.

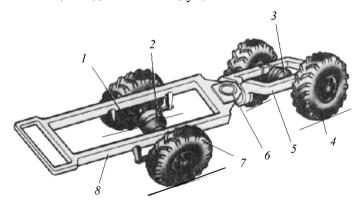


Рисунок 5.13 — Рама колесного трактора: I — подвеска; 2, 3 — передний и задний мосты; 4, 7 — передние и задние колеса; 5, 8 — передняя и задняя полурамы; 6 — двойной шарнир

На передней полураме устанавливают бульдозерное оборудование с системой управления его положением, на задней полураме — двигатель с ходовой трансмиссией и кабину. Для обеспечения поперечной устойчивости машины заднюю полураму шарнирно крепят к заднему ведущему мосту в одной точке.

Система управления. Управление рабочим органом производится с помощью объемного гидропривода, который состоит из насоса, исполнительных гидроцилиндров, распределительных устройств (гидрораспределителя и клапанной аппаратуры) и вспомогательных устройств (бака с рабочей жидкостью, фильтра и гидролиний).

Используют следующие разновидности привода:

- 1) универсальный гидропривод насос приводят от вала отбора мощности трактора; при этом насос, бак и распределитель комплектуют в единую конструкцию и устанавливают сзади трактора;
- 2) раздельно-агрегатный привод насос приводят от коленчатого вала трактора; все агрегаты устанавливают раздельно.

Вариант гидравлической схемы бульдозера представлен на рисунке 5.14. Она обеспечивает ручное управление положением отвала (подъем и опускание, изменение углов наклона и перекоса), а также автоматическое управление его подъемом и опусканием.

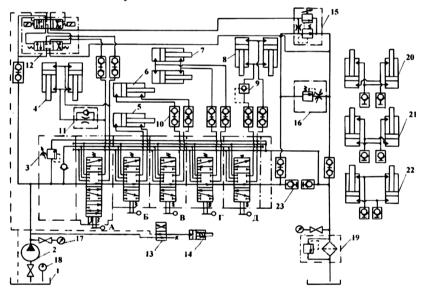


Рисунок  $5.14 - \Gamma$ идросхема управления рабочим оборудованием бульдозера: I — бак с рабочей жидкостью; 2 — насос; 3 — секционный гидрораспределитель; 4 — гидроцилиндры подъема-опускания отвала; 5 — гидроцилиндр наклона отвала; 6 — гидроцилиндр перекоса отвала; 7 — гидроцилиндры блокировки подвески ходового механизма гусеничного движителя; 8 — гидроцилиндры подъема и опускания рамы рыхлителя; 9 — управляемый обратный клапан; 10 — быстроразъемная муфта; 11 — дроссель с обратным клапаном; 12 — трехпозиционный золотник с электрогидравлическим управлением; 13 — двухпозиционный золотник;

14 — гидроцилиндр установки рамы рыхлителя; 15 — дополнительный предохранительный клапан; 16 — дроссель с регулятором; 17 — манометр; 18 — термометр; 19 — фильтр с переливным клапаном; 20—22 — спаренные гидроцилиндры для сменного оборудования

В режиме ручного управления рабочая жидкость из бака I с помощью насоса 2 поступает в напорную секцию распределителя 3. Далее золотник A направляет поток жидкости в гидроцилиндры 4 подъема-опускания отвала бульдозера, золотник B – в гидроцилиндр 5 изменения угла резания, золотник B – в гидроцилиндр 6 изменения угла перекоса, золотник  $\Gamma$  – в гидроцилиндр 7 блокировки подвески ходовой части трактора, золотник  $\Gamma$  – в гидроцилиндр  $\delta$  подъема-опускания рамы рыхлителя.

В режиме автоматического управления отвалом используют электрогидравлический золотник 12, который с помощью электрического сигнала датчиков управляет положением гидроцилиндров 4. Для этого муфту 23 рассоединяют, и поток жидкости от распределителя 3 направляют в гидробак через предохранительный клапан 15, дистанционное управление которым производят золотником 12.

При включении золотника 12 клапан 15 закрывается и поток жидкости направляется от насоса в напорную магистраль золотника 12, который отводит этот поток в штоковую или поршневую гидролинию гидроцилиндров 4. Для регулирования скорости перемещения штоков гидроцилиндров 4 используют дроссель 16 с регулятором.

Автоматическое управление позволяет поддерживать постоянную глубину резания грунта отвалом или выполнять планировочные работы.

Представленная гидросистема, имеющая электрогидравлическое дистанционное управление с использованием датчиков, может служить базой для модернизации бульдозера и его оснащения более современными системами управления. Системами автоматизированного управления можно оснастить только машины новейших поколений, поскольку электрогидравлическое управление совместимо с электронными системами автоматизированного управления. На машины старых выпусков подобные системы поставить невозможно, что является препятствием для их распространения.

возможно, что является препятствием для их распространения.

В современных моделях бульдозеров системы автоматизированного управления (нивелирования) используют в тех случаях, когда требуется высокий уровень точности производства земляных работ. Качество профилирования машины, оснащенной современной системой автоматики (фирм «Trimble», «Торсоп», «Leica Geosystems»), сопоставимо с результатами работы автогрейдера. Для этих целей используют 2D лазерную систему, 3D-GPS/ГЛОНАССсистему и 3D-систему с роботизированным тахеометром.

Как уже было отмечено ранее, в лазерной системе вращающийся лазер создает плоскость (горизонтальную или наклонную) своим лучом. Получая информацию о положении лазерного луча, блок управления системы выдает команды на гидроцилиндры отвала для его позиционирования параллельно лазерной плоскости.

Для более ответственных объектов применяют 3D-системы, которые обеспечивают более высокий уровень автоматизации земляных работ.

В основе 3D-систем – цифровая трёхмерная SD-модель запроектированного объекта, которая представляет собой файл поверхности в DXF-формате. Его загружают в бортовой компьютер машины и производят привязку фактического положения машины к цифровой модели. В процессе профилирования система позиционирования (роботизированный тахеометр или GPS-приёмник) отслеживает положение рабочего органа машины, бортовой компьютер анализирует эти данные и система выдает управляющие импульсы гидравлике по установке рабочего органа в проектное положение.

К основным направлениям энергосберегающего развития бульдозерной техники следует отнести следующие:

- 1) дальнейшее повышение безопасности эксплуатации и улучшение условий труда машинистов за счет оснащения бульдозеров бортовыми компьютерами, современными системами защиты ROPS/FOPS, а также эффективной защиты от шума и вибрации, улучшения обзорности и установления устройств видеообзора;
- 2) расширение типоразмерного ряда бульдозеров для повышения эффективности производства земляных работ;
- 3) увеличение технологических возможностей бульдозеров за счет их оснащения быстросъемным дополнительным оборудованием, в том числе активного типа;
- 4) повышение ремонтопригодности бульдозеров легкого и среднего тягового класса за счет применения гидромеханических трансмиссий с гидростатическим компонентом (гидростатических трансмиссий);
- 5) повышение качества и увеличение производительности земляных работ путем расширенного применения спутниковых систем глобального позиционирования (GPS, ГЛОНАСС, Galileo);
- 6) оснащение бульдозеров энергосберегающими системами электронного управления, обеспечивающими высокое качество земляных работ при минимальных энергозатратах за счет автоматизации рабочего цикла с учетом конкретных условий работы, включая категорию трудности разработки грунта;
- 7) введение систем телематики на строительных объектах для объединения подсистем автоматизированного управления отдельных машин и обеспечения оперативной информации о показателях их работы (выработке, расходе топлива и т.п.).

Современные бульдозеры комплектуют электрогидравлическими системами управления навесным оборудованием, которые обеспечивают подъем и опускание отвала или зубьев рыхлителя, регулирование угла резания или рыхления, поворот рабочего органа в горизонтальной плоскости и его перекос по вертикали.

Все большее распространение получают электронные системы автоматизированного управления (нивелирования, телематики), которые способ-

ствуют повышению точности выполняемых работ, сокращению времени, затрачиваемого на стандартные операции, а также снижению требований к квалификации машиниста. Оснащение бульдозеров навигационными системами в сочетании с ходовой гидростатической трансмиссией существенно повышает точность проведения земляных работ, поскольку трансмиссия обеспечивает постоянство тяговых характеристик машины при нелинейном перемещении грунта. Это сочетание способствует эффективному использованию бульдозеров как на крупных земляных работах, так и при финишном планировании земляного полотна. Применение различных режимов разработки грунта с контролем скорости перемещения машины, а также точность управления, обеспечиваемая GPS, существенно расширяют технологические возможности машины.

Электронные системы управления позволяют использовать различные программы по управлению бульдозером, получать удаленный доступ к контролю параметров и существенно упростить управление машиной, адаптируя его под оператора.

руя его под оператора.

Ведущие производители бульдозеров, как правило, выпускают типоразмерные ряды широкого диапазона моделей. Так, американская корпорация «Саterpillar» производит более 50 моделей бульдозеров с гидромеханической и гидростатической трансмиссией в гусеничном и колёсном исполнении. Имеется три модельных ряда гусеничных бульдозеров (малой, средней и большой мощности), которые охватывают диапазон от 55 до 690 кВт (соответственно по массе от 7,7 до 104 т). Малые гусеничные агрегаты сочетают манёвренность, подвижность и мобильность с повышенной точностью работ по профилированию грунта и планировке рабочей площадки, а также в финишных грейдерных работах. Средние агрегаты отличаются высокой производительностью и точностью управления. Бульдозеры тяжёлой группы подходят для выполнения тяжелых работ благодаря надежной и высокопрочной конструкции, а также конфигурации гусениц (с приподнятыми бортовыми редукторами). Такое решение позволяет изолировать редукторы от воздействия грунта, а также исключить ударные нагрузки.

Основоположником применения ходовой гидромеханической трансмиссии с гидростатическим компонентом на бульдозерах является немецкая компания «Liebherr», которая оснащает ею всю линейку бульдозеров Liebherr: от 12-тонного PR 714 Litronic до 73-тонного PR 776 Litronic. Этой же концепции придерживаются разработчики компании «John Deere», которые оснащают гидростатическим приводом весь типоразмерный ряд производимых ими бульдозеров.

В современных моделях бульдозеров производители применяют автоматические коробки перемены передач для минимизации потребления мощности и снижения удельного расхода топлива; устанавливают кабины с улучшенным дизайном, обзорностью, с пониженным уровнем шума и сенсорными система-

ми управления приводами хода и навесного оборудования; используют компьютерный контроль и диагностику состояния узлов машины с повышенным количеством контролируемых параметров; применяют дифференциальные системы поворота.

В таблице 5.3 представлены технические характеристики гусеничных бульдозеров ряда ведущих производителей, в том числе машин отечественной сборки.

В 2010 г. ООО «Машиностроительный альянс» создало в Беларуси производство гусеничных бульдозеров 10 и 15 тяговых классов различных модификаций с использованием технических наработок фирмы «Komatsu». Эти бульдозеры (моделей BEL-DOZER), помимо базового неповоротного отвала, оснащают дополнительным рабочим оборудованием, включая поворотный, полусферический, сферический и U-образный отвалы, а также рыхлительный агрегат. Их гидромеханическая трансмиссия и ходовая система позволяют эффективно использовать мощность двигателя на различных режимах при разработке грунтов.

Таблица 5.3 – Технические характеристики гусеничных бульдозеров

Модель	Масса, кг	Мощность двигателя, кВт	Ширина/ высота отвала, м	Дополнительные характеристики
Caterpillar D7RII	24760	179	4,5/1,55	Отвал: прямой 3,89 м <sup>3</sup> , прямой 5,61 м <sup>3</sup> , полусферический 6,86 м <sup>3</sup> , сферический 8,34 м <sup>3</sup>
Caterpillar D8R	37700	231	4,26/1,74	Отвал: прямой 4,7 м <sup>3</sup> , полусферический 8,7 м <sup>3</sup> , сферический 11,7 м <sup>3</sup>
Caterpillar D9R	48520	302	4,65/1,93	Отвал: полусферический 13,5 м <sup>3</sup> , сферический 16,4 м <sup>3</sup>
Komatsu D155A-5	38700	225	3,955/1,72	Отвал: полусферический 8,8 м <sup>3</sup>
Komatsu D275A-5	50850	306	4,3/1,96	Отвал: полусферический 13,7 м <sup>3</sup>
Liebherr PR712BLi	13600	77	2,95/1,05	Отвал: поворотный универсальный, угол поворота ±23°
Liebherr PR734L	24500	147	3,45/1,31	Отвал: поворотный, угол поворота ±20°
Liebherr PR752L	42000	243	4,2/1,65	Отвал: поворотный, угол поворота ±25°
Dressta TD-15M WT	21290	142	3,44/1,46	Отвал: полусферический 5,95 м <sup>3</sup>

### Окончание таблицы 5.3

Модель	Масса, кг	Мощность двигателя, кВт	Ширина/ высота отвала, м	Дополнительные характеристики
Dressta TD-12C-XP STD	14939	106	3,11/1,14	Отвал: полусферический 3,52 м <sup>3</sup>
ЧТЗ Б12	24500	158	3,31/1,5	Отвал: прямой 4,75 м <sup>3</sup> , полусферический 7,5 м <sup>3</sup>
ЧТЗ Б11	20000	140	_	Отвал: полусферический 5,85 м <sup>3</sup>
BEL-DOZER SD16	17000	135	3,45/1,20	Отвал: прямой 4,5 м <sup>3</sup>
BEL-DOZER SD20	19900	143	3,40/1,20	Отвал: прямой 4,5 м <sup>3</sup>
BEL-DOZER SD22	23600	162	3,725/1,315	Отвал: прямой 6,4 м <sup>3</sup>
BEL-DOZER SD32	35900	257	4,13/1,59	Отвал: прямой 9,6 м <sup>3</sup>

Производители бульдозерной техники осуществляют также выпуск колесных бульдозеров, широкий модельный ряд которых позволяет выбрать подходящий для конкретных условий эксплуатации бульдозер. Эффективность их применения (в сравнении с гусеничными машинами) обусловлена характером и объёмом земляных работ. Шарнирно-сочлененная рама, которой оснащают большинство тяжёлых и средних колесных бульдозеров, даёт существенное преимущество в маневрировании. Кроме того, колесные движители и габариты дают возможность передвижения по дорогам общего пользования. В таблице 5.4 представлены некоторые модели колесных бульдозеров среднего и тяжелого класса различных производителей.

Таблица 5.4 – Технические характеристики колесных бульдозеров

Модель	Масса, кг	Мощность двигателя, кВт	Ширина/ высота отвала, м	Дополнительные характеристики
ХТЗ Т-150КД-09	9540	129	2,52/0,70	Отвал поворотный: угол ±25°
Komatsu	42800	362	3,578/1,47	Отвал неповоротный: угол
WD600				поперечного перекоса до 23°
БелАЗ-7823	50000	312	4,8/1,47	Отвал неповоротный:
DCJIA3-7623	43-7623			угол поперечного перекоса 9°
БелАЗ-78231	50000	360	4,8/1,47	Отвал неповоротный: угол
DCJIA3-76231				поперечного перекоса 9°
	30400	264	4,2/1,37	Отвал неповоротный: угол
MoA3-4048				в плане ±25°, угол попереч-
				ного перекоса 12°

### Окончание таблииы 5.4

Модель	Масса, кг	Мощность двигателя, кВт	Ширина/ высота отвала, м	Дополнительные характеристики
КИРОВЕЦ	20800	173	3,8/1,3	Отвал неповоротный: угол
К-702МБА-01-				поперечного перекоса 16°
БКУ				
КИРОВЕЦ	1700	184	4,515/1,43	Отвал поворотный: угол
К-703МА-ДМ				в плане ±55°, угол поперечного
15 (грейдозер)				перекоса 15°
ЧЕТРА ТК 25	45600	338	5,05/1,55	Отвал неповоротный: угол
HEITA IK 23				поперечного перекоса 14°
ЧТЗ/БКК-2	24000	176	3,35/1,75	Отвал неповоротный прямой
413/DKK-2				для уплотнения мусора

### 5.1.2 Определение основных параметров

**Параметры бульдозера**. К основным параметрам бульдозера относятся номинальное тяговое усилие, эксплуатационная сила тяжести, среднее статическое давление, положение центра давления, удельное напорное усилие, вертикальное давление на режущей кромке и др.

**Номинальное тяговое усилие**, т. е. усилие, развиваемое трактором с бульдозерным оборудованием на скорости 2,5–3,0 км/ч при буксовании не более 7 %, является главным параметром гусеничного бульдозера.

На практике номинальное тяговое усилие, кН, определяют по силе сцепления

$$T_{\rm H} = \varphi_{\rm cll} G_{\rm cll}, \tag{5.2}$$

где  $\phi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления базового (промышленного) трактора,

$$\phi_{\text{сц}} = \begin{cases} 0.90 - \text{для гусеничного,} \\ 0.60 - \text{для колесного трактора;} \end{cases}$$

 $G_{\text{сц}}$  – сцепная сила тяжести бульдозера, кН.

Если на базовый трактор навешено только бульдозерное оборудование, его спепная сила тяжести составляет

$$G_{\text{cii}} = (1,17...1,22)G_{\text{cii}}^{\text{T}},$$

где  $G_{\text{сц}}^{\text{\tiny T}}-$  сцепная сила тяжести базового трактора без навесного оборудования, кН.

Если же на базовый трактор навешено и бульдозерное, и рыхлительное оборудование, в этом случае

$$G_{\text{cii}} = (1,35...1,45)G_{\text{cii}}^{\text{T}}.$$

Напомним, что сцепная сила тяжести гусеничного и полноприводного колесного трактора равна его эксплуатационной силе тяжести. Сцепная сила

тяжести колесного трактора при наличии одного ведущего моста составляет примерно половину эксплуатационной силы тяжести трактора.

Если двигатель базового трактора не может обеспечить максимального тягового усилия по сцеплению,  $T_{\rm H}$ , кH, определяют по формуле

$$T_{\rm H} = 3.6 \frac{\eta_{\rm T} N}{v_{\rm p}},$$
 (5.3)

где  $\eta_{\rm T}$  – КПД трансмиссии,

$$\eta_{\scriptscriptstyle \mathrm{T}} = \begin{cases} 0.83...0.86 - \text{механической,} \\ 0.73...0.76 - \text{гидромеханической;} \end{cases}$$

N – мощность двигателя трактора, кВт;

 $v_p$  – рабочая скорость трактора, км/ч,

$$v_{\rm p} = egin{cases} 2,5...6,0 - \text{для гусеничных,} \\ 3,5...8,0 - \text{для колесных тракторов.} \end{cases}$$

*Скорость обратного хода* составляет 6–7 км/ч для гусеничных и 8–15 км/ч для колесных тракторов.

Среднее статическое давление, кПа, бульдозера на грунт

$$q_{\rm cr} = \frac{G_6}{F_{\rm or}} \,, \tag{5.4}$$

где  $G_6$  – сила тяжести бульдозера, кH;

 $F_{\text{оп}}$  – площадь опорной поверхности движителей:

– для гусеничного бульдозера

$$F_{\rm out} = 2L_{\rm r}b_{\rm r}$$

 $L_{\Gamma}$  – длина опорной поверхности гусеницы, м;

 $b_{\Gamma}$  – ширина гусеницы, м;

– для колесного бульдозера

$$F_{\text{off}} = n_{\text{K}} F_{\text{off}},$$

где  $n_{\rm K}$  — число колес;

 $F_{\text{от}}$  – площадь отпечатка колеса на грунте, м<sup>2</sup>.

**Положение центра давления** *гусеничного бульдозера* (точки приложения равнодействующей силы всех нормальных реакций грунта на гусеничный движитель) определяют для следующих случаев (без уклона поверхности) (рисунок 5.15):

- а) бульдозер стоит на опорной поверхности с поднятым отвалом (см. рисунок 5,15,a);
- б) бульдозер срезает грунт слоем максимальной толщины (см. рисунок  $5,15,\delta$ );
- в) бульдозер транспортирует грунт в траншее с максимальным объемом призмы волочения ((см. рисунок 5,15,6);

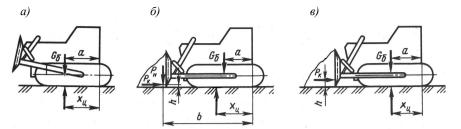


Рисунок 5.15 – Схемы к определению координат цента давления бульдозера

Положение центра давления определяют по формуле

$$x_{\rm II} = \frac{G_{\rm 5}a + P_{\rm H}b - P_{\rm K}h}{G_{\rm 5} + P_{\rm H}},\tag{5.5}$$

где a – расстояние от центра тяжести бульдозера до оси ведущей звездочки, м; b – расстояние от точки приложения результирующей силы сопротив-

ления грунта копанию до оси ведущей звездочки, м;  $P_{\rm \tiny K}, P_{\rm \tiny H}$  – касательная и нормальная составляющие сопротивления грунта копанию, H,  $(P_{\rm \tiny H}=0.3P_{\rm \tiny K})$ ;

h — высота точки приложения сил сопротивления грунта на отвале, м,

$$h = \begin{cases} 0.17H \text{ для связных грунтов,} \\ 0.27H \text{ для несвязных грунтов,} \end{cases}$$

H – высота отвала, м.

Положение центра давления характеризует эффективность использования тягово-сцепных характеристик трактора. Наибольший эффект достигается при выполнении условия:

$$x_{\rm II} < 0.67 L_{\rm r}.$$
 (5.6)

Можно воспользоваться и другим вариантом условия: смещение центра давления от середины опорной поверхности гусениц не должно превышать 1/6 длины гусеницы.

Условие (5.6) часто используют для проверки правильности выбора параметров бульдозерного оборудования.

Для бульдозера на колесном движителе нагрузку на передние и задние колеса определяют из суммы моментов сил, действующих на бульдозер, относительно точек на грунте, соответствующих задней и передней оси колес.

**Параметры отвала.** К основным параметрам отвала относят его ширину и высоту, а также углы, характеризующие положение отвала в пространстве по отношению к разрабатываемому грунту (рисунок 5.16):

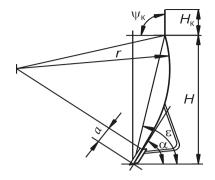


Рисунок 5.16 — Расчетная схема отвала: H — высота отвала;  $H_{\kappa}$  — высота козырька; r — радиус кривизны; a — длина ножа;  $\alpha$  — угол резания;  $\epsilon$  — угол наклона отвала;  $\psi_{\kappa}$  — угол установки козырька

1) H – высота отвала, м (зависит от силы тяги T для средних грунтовых условий) (таблица 5.5).

Высоту отвала, мм, можно также оценить по эмпирическим зависимостям, связывающим ее с тяговой характеристикой T, кH, базового трактора:

$$H_{\text{неп}} = 500\sqrt[3]{0.1T} - 0.5T -$$
 для неповоротного отвала, (5.7)

$$H_{\text{пов}} = 450\sqrt[3]{0.1T} - 0.5T -$$
 для поворотного отвала; (5.8)

## 2) В – ширина (длина) отвала, м,

$$B_{\text{неп}} = (2,8...3,0)H_{\text{неп}} -$$
 для неповоротного отвала, (5.9)

$$B_{\text{пов}} = (1,3...1,35)B_{\text{неп}}$$
 — для поворотного отвала. (5.10)

При этом  $B = B_{\rm rp} + 0.2$ , м,

где  $B_{\text{тр}}$  – ширина базового трактора;

## 3) $H_{\kappa}$ – высота козырька, м,

$$H_{K} = (0,1...0,25)H;$$
 (5.11)

4) другие параметры:

r – радиус кривизны, м;

∠**α** – *угол резания*, град;

∠ ε - угол наклона отвала, град;

 $\angle \psi_{\rm K}$  — угол установки козырька, град;

 $∠ ψ_0$  – угол опрокидывания (на рисунке 5.16 не показан);

 $\angle \beta$  – угол заострения (на рисунке 5.16 не показан).

Угол резания α влияет на энергоемкость резания (с его уменьшением снижается сила сопротивления резанию).

Угол наклона отвала  $\varepsilon$  формирует призму волочения. При малом  $\varepsilon$  грунт пересыпается через отвал, при большом — ухудшаются условия подъема грунта вверх по отвалу.

Таблица 5.5 – Высота отвала для средних грунтовых условий

Тяговое усилие, кН	40	60	100	150	250	350
Н, м	0,70-0,75	0,8-0,9	0,9-1,1	1,1-1,2	1,2-1,3	1,3-1,4

Угол заострения  $\beta$  определяет характер изменения давления ножа на грунт по мере его затупления. При малых значениях  $\beta$  режущая кромка ножа быстро затупляется.

Радиус кривизны r криволинейной поверхности обеспечивает переваливание грунта перед отвалом, чтобы исключить потери грунта через отвал.

Эти параметры имеют оптимальные значения, представленные в таблице 5.6.

Таблица 5.6 – Параметры поворотного и неповоротного отвалов бульдозера

В градусах

Параметр	Отв	Отвал			
Параметр	неповоротный	поворотный			
Угол резания α	50-60	50–60			
Угол наклона отвала ε	75	75			
Угол опрокидывания ψ <sub>0</sub>	70–75	60–75			
Угол установки козырька үк	90–100	90–100			
Задний угол ү	10–15	10–15			

**Расчет системы управления отвалом**. К основным параметрам системы управления относятся:

- усилия на штоках гидроцилиндров механизма управления отвалом (гидроцилиндр поворота и изменения угла резания не учитываются);
  - скорости их передвижения;
  - рабочее давление жидкости;
  - расход жидкости;
  - КПЛ.

Усилия в гидроцилиндрах механизма управления отвалом определяют в двух положениях (рисунок 5.17):

- 1) при заглублении из условия равновесия трактора относительно задней кромки опорной поверхности гусениц точки А (или оси задних колес колесных бульдозеров);
- 2) при выглублении из условия равновесия относительно передней кромки опорной поверхности гусениц точки Б (или оси передних колес колесных бульдозеров).

*В статических расчетах* проверяют общую устойчивость машины. Ее определяют, как правило, при движении:

- под уклон с заданной скоростью при внезапной остановке машины вследствие – встречи отвала с непреодолимым препятствием или резкого торможения;
  - на подъем;
  - по косогору с поперечным углом наклона, а также на закруглениях дороги.

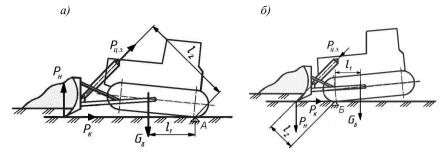


Рисунок 5.17 — Схемы к определению нагрузок на бульдозер: a — при заглублении:  $\delta$  — при выглублении

Для определения сил, возникающих в гидроцилиндрах при заглублении  $P_{\text{п.в.}}$  и выглублении  $P_{\text{п.в.}}$ , используют формулу

$$P_{\text{II},i} = \frac{l_1}{l_2} G_6. \tag{5.12}$$

Составляют уравнение равновесия и с учетом коэффициента запаса устойчивости ( $K_{\text{уст}} \ge 1,2$ ) определяют допускаемую скорость при движении под уклон, угол уклона при движении на подъем, а также угол поперечного уклона по условию сцепления движителя с опорной поверхностью.

Для расчета прочности отдельных элементов рабочего оборудования (отвала, толкающих брусьев и др.) необходимо определить наибольшие усилия, которые возникают при эксплуатации бульдозера. При этом различным элементам соответствуют различные опасные положения рабочего оборудования. В связи с этим рассматривают пять основных расчетных положений, которые анализируют в практикуме [6].

**Тяговый расчет.** Его проводят для рабочего режима. Необходимое тяговое усилие расходуется на преодоление нескольких видов сопротивления копанию. Отметим, что анализируют обычно самый тяжелый вариант:

- 1) бульдозер при перемещении и копании движется на подъем;
- 2) призма волочения достигает наибольшей величины.

При копании грунта его большая часть перемещается перед рабочим органом в виде призмы волочения, объем которой определяется конфигурацией поверхности рабочего органа, траекторией движения, а также свойствами грунта.

В расчетах обычно принимают, что грунт после разрушения при резании рабочим органом превращается в среду со свойствами, которые характерны для сыпучего материала. Поэтому грунт в призме волочения рассматривают как сыпучую среду, а свободные боковые поверхности призмы образуют с горизонтом угол, равный углу естественного откоса (в условиях движения призмы).

Для бульдозера с неповоротным отвалом (при прямом резании) к наиболее значимым сопротивлениям при копании относят сопротивления резанию  $W_{\rm p}$  и перемещению призмы волочения грунта  $W_{\rm np}$ , трение грунта по отвалу (при перемещении грунта вверх по отвалу)  $W_{\rm Tp}$  и сопротивление передвижению бульдозера  $W_{\rm f}$ .

### 1) Сопротивление резанию грунта, кН,

$$W_{\rm p} = \kappa_{\rm p} B c, \tag{5.13}$$

где  $\kappa_p$  — удельное сопротивление грунта резанию, связанное с категорией трудности его разработки, кПа (таблица 5.7);

c — толщина стружки, м.

*Таблица 5.7* — **Характеристики грунтов** 

Favore		, 3		κ <sub>р</sub> , кПа				
Грунт	К	ρ,τ/m <sup>3</sup>	Краз	бульдозера	скрепера			
Песок рыхлый, сухой	I	1,2-1,6	1,05-1,10	10-30	20-40			
Песок влажный, супесь, су-								
глинок разрыхленный	I	1,4–1,7	1,1-1,2	20-40	50-100			
Суглинок, средний и мелкий								
гравий, легкая глина	II	1,5–1,8	1,15-1,25	60–80	90-180			
Глина, плотный суглинок	III	1,6-1,9	1,2-1,3	100-160	160-300			
Тяжелая глина, сланцы, су-								
глинок со щебнем, гравием	IV	1,9-2,0	1,25-1,30	150-250	300-400			
Примечание – К – категория гру	нта; ρ -	Примечание – К – категория грунта; р – плотность грунта; к <sub>раз</sub> – коэффициент разрыхления.						

## 2) Сопротивление перемещению призмы волочения грунта, кH, перед отвалом

$$W_{\rm np} = (f_2 + i)G_{\rm np},$$
 (5.14)

где  $f_2$  – коэффициент трения грунта по грунту,  $f_2$  = 0,4...0,8 (меньшие значения для влажных и глинистых грунтов);

i — уклон;

 $G_{\text{пр}}$  – сила тяжести грунта в призме волочения, кН.

С учетом параметров отвала

$$W_{\rm np} = G_{\rm np}(f_2 + i) = \rho_{\rm r} g q_{\rm np}(f_2 + i) = \rho_{\rm r} g \frac{BH^2}{2\kappa_{\rm np}}(f_2 + i), \tag{5.15}$$

где  $\rho_{\Gamma}$  – плотность грунта, кг/м<sup>3</sup>;

g – ускорение свободного падения, м/ $c^2$ ;

 $q_{\rm пp}$  – объем грунта в призме волочения, м<sup>3</sup>;

 $\kappa_{np}$  — коэффициент формы призмы волочения, зависящий от свойств грунта и соотношения H/B (таблица 5.8).

Таблица 5.8 – Влияние соотношения *H/B* на коэффициент к<sub>пр</sub>

Несвязные грунты		Связные грунты		
H/B	Кпр	H/B	$K_{\Pi p}$	
0,15	1,10	0,15	0,70	
0,30	1,15	0,30	0,80	
0,35	1,20	0,35	0,75	
0,40	1,30	0,40	0,90	
0,45	1,50	0,45	0,95	

## 3) Сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу, кН,

$$W_{\rm rp} = G_{\rm np} f_1 \cos^2 \alpha = \rho_{\rm r} g \frac{BH^2}{2\kappa_{\rm np}} f_1 \cos^2 \alpha, \qquad (5.16)$$

где  $f_1$  – коэффициент трения грунта по стальному отвалу (см. таблицу 1.4);  $\alpha$  – угол резания.

На рисунке 5.18 показана схема силового взаимодействия грунта с отвалом при его перемещении вверх по отвалу.

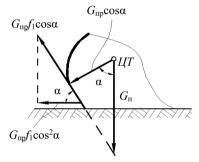


Рисунок 5.18 – Схема для определения сопротивления перемещению грунта вверх по отвалу

# 4) Сопротивление передвижению бульдозера, кН,

$$W_6 = G_6(\omega + i),$$
 (5.17)

где  $G_6$  — сила тяжести бульдозера, кH;  $\omega$  — коэффициент сопротивления передвижению бульдозера,  $\omega$  = =0.02...0.30.

Итак, суммарное сопротивление, кH, перемещению *бульдозера с неповоротным отвалом* 

$$W_{\text{HeII}} = W_{\text{p}} + W_{\text{II}p} + W_{\text{Tp}} + W_{6}.$$
 (5.18)

*Для бульдозера с поворотным отвалом* следует учитывать возможность косого резания, т. е. поворот отвала в плане относительно продольной оси трактора на угол  $\phi$  (угол между нормалью к оси машины и отвалом). В этом случае следует учитывать силу трения, возникающую при движении грунта вдоль отвала.

При косом резании *сопротивление перемещению грунта вдоль отвала*, кH,

$$W_{\rm Tp}^{\rm nob} = G_{\rm np} f_1 f_2 \cos \alpha = \rho_{\rm r} g \frac{BH^2}{2\kappa_{\rm np}} f_1 f_2 \cos \alpha$$
 (5.19)

Таким образом, **суммарное сопротивление перемещению** *бульдозера с поворотным отвалом*, кН,

$$W_{\text{пов}} = (W_{\text{p}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{тр}}) \sin\varphi + W_{\text{6}} + W_{\text{тр}}^{\text{пов}}.$$
 (5.20)

Если тяговая характеристика не известна, то на предварительном этапе мощность силовой установки N, кВт, подбирают по суммарной силе сопротивления  $W_{\text{неп}}$  или  $W_{\text{пов}}$ :

$$N = \frac{Wv_{\rm p}}{\eta_{\rm TD}},\tag{5.21}$$

где  $v_p$  – скорость рабочего хода, м/с;

 $\eta_{\text{тр}} - \text{КПД}$  трансмиссии на первой передаче,  $\eta_{\text{тр}} = 0.76$ .

По суммарному сопротивлению выбирают соответствующий движитель базовой машины, так чтобы сила тяги была больше суммарного сопротивления,  $T \ge W$ .

Удельное напорное усилие и давление на режущей кромке отвала. Эти параметры определяют для оценки возможностей применения бульдозеров различного тягового класса на грунтах разных категорий.

**Удельное напорное усилие**, кН/м, на режущей кромке ножей отвала определяют как отношение номинального тягового усилия  $T_{\rm H}$  бульдозера к ширине его отвала B

$$q_{\rm H} = \frac{T_{\rm H}}{R}.\tag{5.22}$$

Номинальное тяговое усилие принимают из технической характеристики машины, определяют экспериментально или оценивают по формуле (5.2).

Удельное напорное усилие гусеничных бульдозеров составляет  $40-100~\mathrm{kH/m}.$ 

**Вертикальное давление**  $q_{\rm B}$  характеризуют отношением максимального заглубляющего усилия на режущей кромке к площади опорной поверхности ножей. Для его оценки используют выражение

$$q_{\rm B} = \frac{P_{\rm B}}{F_{\rm DK}},\tag{5.23}$$

где  $P_{\rm B}$  — наибольшее вертикальное заглубляющее усилие на режущей кромке отвала, кH;

 $F_{\rm pk}$  – опорная площадь режущей кромки ножей отвала, м<sup>2</sup>.

В таблице 5.9 приведены сведения о силовых параметрах воздействия новых ножей, обеспечивающих разработку грунтов различной прочности. По этим данным ориентировочно определяют категорию грунта, которую может разрабатывать проектируемый бульдозер.

Таблица 5.9 – Силовые параметры воздействия ножей бульдозера на грунт

T.	Категория грунта				
Параметр	I	II	III	IV	
Удельное напорное усилие, кН/м	< 15	20-40	40–60	> 60	
Вертикальное давление, МПа	< 1,0	1,2-2,0	2,5–3,5	> 3,5	

Вполне очевидно, что давление существенно зависит от степени износа режущей кромки ножей бульдозера. Для новых (не затупленных) ножей

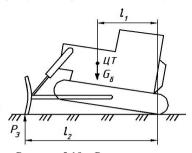


Рисунок 5.19 — Расчетная схема для определения вертикального давления

вертикальное давление на режущей кромке достигает 5,0 МПа, у бульдозеров с предельно изношенными ножами оно ниже примерно в 3 раза.

Для оценки вертикального давления используют схему, представленную на рисунке 5.19.

В качестве наибольшего вертикального заглубляющего усилия на режущей кромке отвала используют вертикальную составляющую силы сопротивления грунта копанию, действующую на режущую кром-

ку при его заглублении, считая, что они равны по величине, но противоположны по направлению, т.е.  $P_B = P_3$ :

$$P_3 = G_6 \frac{l_1}{l_2},\tag{5.24}$$

где  $G_6$  — сила тяжести бульдозера (принимают из технической характеристики), кH;

 $l_1$  – расстояние от задней оси до центра тяжести бульдозера, м;

 $l_2\,$  – расстояние от задней оси до режущей кромки отвала, м.

Значение  $l_2$  принимают равным габариту бульдозера по длине. Расстояние до центра тяжести  $l_1$  считают равным половине габарита бульдозера по длине.

Опорную площадь режущей кромки ножей отвала находят из выражения

$$F_{\rm pk} = BC$$
 или  $F_{\rm pk} = BC'$ , (5.25)

где C и C' — ширина опорной поверхности режущей кромки новых и изношенных ножей соответственно, м.

Для обеспечения максимального удельного напорного усилия и вертикального давления минимально возможную ширину отвала бульдозера соразмеряют с габаритами базового трактора. При этом  $B = B_{\rm TP} + 0.2$  м ( $B_{\rm TP} -$  ширина трактора).

При работе в легких условиях, например на торфяниках, длину отвала увеличивают за счет удлинителей и открылков.

С целью обеспечения высокого значения вертикального давления ножи чаще всего выполняют «самозатачивающимися», для чего верхнюю поверхность режущей кромки наплавляют износостойким материалом или закали-

вают (рисунок 5.20). В результате нижняя поверхность ножа будет изнашиваться быстрее верхней, за счет чего режущая кромка остается острой.

Повышение вертикальных давлений обеспечивает более эффективное заглубление отвала в грунт. С этой целью угол резания у бульдозеров выби-

рают достаточно большим (50–60°), а также оснащают отвал механизмом перекоса как в продольной, так и в поперечной плоскостях.

**Производительность.** Бульдозеры являются машинами периодического действия. Их производительность зависит от многих факторов, в том числе от вида земляных работ.

Процесс резания и перемещения грунта отвалом бульдозера является многоплановым процессом с большим числом влияющих факторов, учет которых влияет на точность оценки производительности бульдозера. Имеется несколько вариантов оценки производительности бульдозера, один из которых используют при разработке выемок, котлованов и траншей, формировании насыпей.

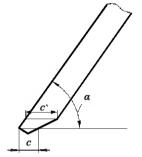


Рисунок 5.20 — Режущая кромка ножа: С, С' — ширина опорной поверхности для новых и затупленных ножей

Эксплуатационная производительность бульдозера, м<sup>3</sup>/ч, составляет

$$\Pi_{9} = 3600 \frac{\kappa_{\rm B} V_{\rm np}}{\kappa_{\rm p} T_{\rm II}},\tag{5.26}$$

где  $V_{\rm np}$  – объем призмы волочения, перемещаемой отвалом бульдозера за

один цикл, 
$$V_{\rm np}=\frac{BH^2}{2\kappa_{
m np}}$$
, м³;

 $\kappa_p$  – коэффициент разрыхления грунта;

 $T_{\text{ц}}$  – продолжительность рабочего цикла бульдозера, с.

Продолжительность, рабочего цикла бульдозера, с,

$$T_{\rm II} = \frac{S_{\rm K}}{v_{\rm K}} + \frac{S_{\rm nep}}{v_{\rm nep}} + \frac{S_{\rm ox}}{v_{\rm ox}} + 2t_{\rm pa3} + t_{\rm yo} + t_{\rm nep},$$
 (5.27)

где  $S_{\kappa}$  — длина пути копания при наборе призмы волочения грунта, м;

 $S_{\text{пер}}$ — длина пути перемещения призмы волочения, м;

 $S_{\text{ox}} = S_{\text{K}} + S_{\text{пер}} -$  длина пути обратного хода бульдозера, м;

 $v_{\rm K}, v_{\rm пер}, v_{\rm ox}$  – скорости движения бульдозера соответственно при копании, перемещении грунта и возврате в исходное положение, м/с:

 $t_{\text{раз}}$  – время, затрачиваемое на разворот,  $t_{\text{раз}} = 10 \text{ c}$ ;

 $t_{yo}$  — время, необходимое для установки отвала за цикл,  $t_{yo}$  = 4...5 с;

 $t_{\text{пер}}$  – время, необходимое для переключения передач,  $t_{\text{пер}}$  = 6...8 с.

Средняя скорость бульдозера при копании, м/с,

$$v_{\kappa} = \frac{\kappa_{3a\Gamma} \eta_{\tau p} N (1 - \delta_{\kappa})}{\Psi_{\kappa} \theta G_{\delta}}, \qquad (5.28)$$

где кзаг – коэффициент загрузки двигателя трактора,

$$\kappa_{_{3a\Gamma}} = \begin{cases} 0.7 - c \text{ механической трансмиссией,} \\ 0.8 - c \text{ гидромеханической;} \end{cases}$$

 $\eta_{\text{тр}} - \text{КПД}$  трансмиссии,  $\eta_{\text{тр}} = 0.88...0.95$ ;

 $\psi_{\kappa}$  – коэффициент использования сцепной силы тяжести бульдозера при копании:

 $\delta_{\kappa}$  — среднее значение коэффициента буксования при копании,  $\delta_{\kappa}=0{,}18$  для гусеничного трактора;

 $\theta$  — коэффициент развесовки,  $\theta$  = 1 для гусеничного и полноприводного колесного трактора.

Для определения средних скоростей при перемещении призмы грунта  $v_{\text{пер}}$  и возвратного (обратного)  $v_{\text{ох}}$  хода используют следующие формулы:

$$v_{\text{пер}} = \frac{\kappa_{\text{заг}} \eta_{\text{тр}} N (1 - \delta_{\text{ox}})}{\psi_{\text{ox}} \theta G_{5}}, \qquad (5.29)$$

$$v_{\text{ox}} = \frac{\kappa_{\text{3ar}} \eta_{\text{Tp}} N (1 - \delta_{\text{nep}})}{\psi_{\text{nep}} \theta G_6}, \qquad (5.30)$$

где  $\delta_{\text{пер}}$ ,  $\delta_{\text{ох}}$  — коэффициенты буксования при перемещении грунта и возврате бульдозера на исходную позицию;

 $\psi_{\text{пер}},\ \psi_{\text{ох}}$  — коэффициенты использования сцепной силы тяжести бульдозера при перемещении грунта и возврате бульдозера.

*При планировке земляного полотна*, определяя эксплуатационную производительность бульдозера, м $^2$ /ч, учитывают длину полосы планируемого участка  $S_n$ :

$$\Pi_{9} = \frac{3600 \kappa_{\rm B} S_{\rm II} (B - b_{\rm II})}{n \left(\frac{S_{\rm II}}{v_{\rm II}} + t_{\rm p}\right)},\tag{5.31}$$

где  $b_{\text{п}}$  – ширина перекрытия проходов,  $b_{\text{п}}$  = (0,2...0,3) В, м;

 $v_{\rm II}$  — средняя скорость движения бульдозера при планировке,  $v_{\rm II}$  = 0,8...1,4 м/c;  $t_{\rm P}$  — время на разворот бульдозера,  $t_{\rm P}$  = 16...45 c.

Другие варианты определения производительности бульдозеров представлены в практикуме [6] и других учебных изданиях.

### 5.2 Скреперы

Скрепер — это землеройно-транспортная машина циклического действия с ковшовым рабочим органом, которая производит копание, перемещение, отсыпку и разравнивание грунта I—IV категорий при дальности транспортирования от 100 до 5000 м. В ряде случаев для повышения эффективности работы скреперов грунты III и IV категорий предварительно разрыхляют.

### 5.2.1 Конструкции и устройство

Скрепер состоит из следующих основных частей:

- рабочего оборудования (ковша с рабочими исполнительными механизмами, чаще всего с передней заслонкой и выдвижной задней стенкой);
  - ходовой системы;
  - привода (двигателя или двигателей, трансмиссии и системы управления);
  - сцепного устройства;
  - буферного устройства;
  - тягача.

Скреперы классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) *по вместимости ковша* малой (< 5); средней (5–15); большой (15–25); особо большой (> 25 м³);
- 2) по способу агрегатирования с тягачом прицепные, полуприцепные, самоходные:
  - 3) по способу загрузки ковша:
- а) со свободной (тяговой) загрузкой, когда наполнение ковша происходит под давлением срезаемой стружки за счет тягового усилия тягача;
  - б) с принудительной загрузкой:
  - бульдозером-толкачом;
  - вторым скрепером;
  - элеватором;
  - шнеком;
  - 4) по способу разгрузки ковша:
- а) со свободной (самосвальной) разгрузкой путем опрокидывания ковша вперед;
- б) с принудительной разгрузкой путем выдвижения задней стенки, как щита (основной способ);
- 5) по типу трансмиссии с гидравлической и электрогидравлической трансмиссией;
- 6) по конструкции ходовой системы скреперного оборудования одноосная и двухосная;
  - 7) по количеству двигателей одно- и двухмоторные;

8) по степени автоматизации управления земляными работами – с двумерными (угловой и лазерной) и трехмерными ГНСС системами.

Рабочий процесс скрепера со свободной загрузкой состоит из операций срезания грунта и заполнения им ковша, транспортирования грунта в ковше к месту укладки, разгрузки ковша и возвращения машины на исходную позицию следующего рабочего цикла (рисунок 5.21).

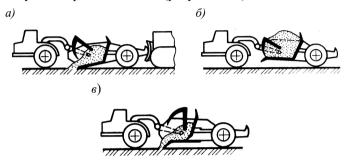


Рисунок 5.21 — Рабочий цикл скрепера: a — отделение стружки от массива и заполнение ковша;  $\delta$  — транспортирование грунта к месту разгрузки;  $\epsilon$  — разгрузка ковша

Вначале ковш скрепера с помощью гидроцилиндров управления опускают на грунт и приоткрывают переднюю заслонку так, чтобы ее нижний обрез был ниже уровня поверхности земли. Ковш заглубляют в грунт (под действием силы тяжести и гидроцилиндров), и в процессе движения происходит его заполнение (см. рисунок 5.21, a). Толщину срезаемого грунта регулируют положением ковша и передней заслонки. Затем ковш поднимают в транспортное положение (см. рисунок 5.21, b), и скрепер перемещают к месту разгрузки (укладки) с опущенной заслонкой. И, наконец, на месте укладки ковш разгружают с помощью задней стенки, которая выталкивает грунт (см. рисунок 5.21, b). После чего в порожнем состоянии скрепер возвращают к месту начала копания. Для ускорения и улучшения наполнения ковша при его свободной загрузке используют толкач (см. рисунок 5.21, a). Как правило, бульдозеры-толкачи применяют повсеместно, за исключением самых легких условий работы.

Все скреперы агрегатируют с тяговыми машинами (пневмоколесными одно- и двухосными тягачами или гусеничными тракторами).

Прицепной скрепер эксплуатируется в комплекте с промышленным или сельскохозяйственным гусеничным трактором. Он имеет двухосную конструкцию и ковш, установленный между осями колес, который, помимо рабочих функций, выполняет роль несущей рамы машины. Типоразмерный ряд прицепных скреперов различается по вместимости ковша в пределах от 3 до 25 м<sup>3</sup>. Тракторы мощностью от 55 до 240 кВт обеспечивают скорости перемещения до 12 км/ч.

Полуприцепной и самоходный скреперы имеют одноосную конструкцию, передняя часть которой опирается на сцепное устройство тягача. Полуприцепным считается одноосный скрепер, имеющий двухосный тягач, а самоходным — скрепер с одноосным тягачом. Наиболее распространенной машиной является самоходный одномоторный скрепер с задними ведомыми колесами, который может развивать транспортную скорость до 50 км/ч. Его типоразмерный ряд по вместимости ковша составляет от 8 до 40 м³. К самоходным относят также скреперы, имеющие задние мотор-колеса, т. е. снабженные индивидуальными двигателями (электрическими или гидравлическими) на каждое заднее колесо, а также двухмоторные скреперы с автономным двигателем для привода задних колес. Самоходные двухмоторные скреперы с тяговой загрузкой применяют в основном для земляных работ в тяжелых условиях с крутыми и затяжными подъемами. Вместимость их ковшей не отличается от вместимости одномоторных скреперов того же класса, но эффективность использования растет из-за повышенной проходимости и увеличенной (в 1,5 раза) скорости рабочего хода.

При эксплуатации самоходных и полуприцепных скреперов со свободной загрузкой применяют толкачи, что увеличивает производительность земляных работ. При необходимости увеличения производительности двухмоторных самоходных скреперов также используют толкачи.

двухмоторных самоходных скреперов также используют толкачи. Скреперы с элеваторной или шнековой загрузкой, несмотря на усложненную конструкцию, имеют ряд преимуществ по сравнению со скреперами со свободной загрузкой: во-первых, отпадает необходимость использования толкача; во-вторых, повышается степень заполнения ковша и качество отсыпаемого слоя из-за дробления больших кусков грунта; в-третьих, обеспечивается срезание тонких слоев грунта. Поэтому их используют в основном при разработке слабосвязных и сыпучих грунтов, а также для планировочных земляных работ при необходимости обеспечения чистовой зачистки и планировки земляного полотна.

Для крупномасштабных земляных работ применяют скреперные поезда в двух вариантах: первый — отряд скреперов с тяговой загрузкой и толкач, и второй — два скрепера, объединенные в один агрегат, с последовательным заполнением сначала одного, а затем и другого скрепера (так называемая пушпульная система — от англ. to push-pull — толкать, тянуть).

Основным методом разгрузки ковша скрепера является принудительное выталкивание грунта его подвижной задней стенкой через передний проем при свободной загрузке или через подвижные разгрузочные проемы в днище ковша (между ножами и неподвижной частью днища) при шнековой или элеваторной загрузках.

Скреперное оборудование прицепных, полуприцепных и самоходных скреперов в основном однотипно по устройству. На рисунке 5.22 представлены конструктивные схемы самоходного и прицепного скреперов.

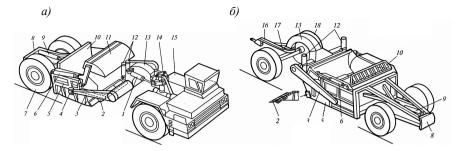


Рисунок 5.22 — Самоходный (a) и прицепной  $(\delta)$  скреперы: I — гидроцилиндр поворота; 2 — ножи; 3 — рама; 4 — шарнир; 5 — ковш; 6, 9, 12 — гидроцилиндры управления; 7 — заднее колесо; 8 — буферное устройство; 10 — задняя стенка; 11 — передняя заслонка; 13 — хобот; 14 — седельно-сцепное устройство; 15 — тягач; 16 — тяговый шкворень; 17 — передняя поворотная ось: 18 — переднее колесо

Самоходный скрепер (см. рисунок 5.22, а) является, как правило, одномоторной двухосной колесной машиной, состоящей из одноосного тягача 15 и одноосного скреперного оборудования (с задними ведомыми колесами), которые соединены между собой седельно-сцепным устройством 14.

Основным рабочим органом является ковш 5. Это емкость, открытая спереди и сверху, ограниченная днищем, боковыми и задней стенками и оснащенная ножами. Ковш снабжен передней заслонкой 11 для регулирования щели при загрузке ковша, задней стенкой 10 для его принудительной разгрузки, а также в нижней части подножевой плитой, оснащенной сменными ножами 2. Ковш соединен двумя шарнирами 4 с  $\Pi$ -образной рамой 3, жестко связанной с хоботом 13.

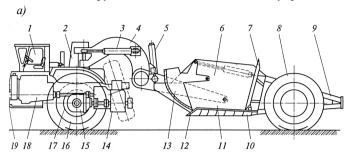
Гидросистема управления рабочими органами включает насосы, которые приводятся от коробки отбора мощности базового тягача и в свою очередь приводят в действие гидроцилиндры управления положением ковша 12, передней заслонки 6 и задней стенки 9.

Приценной скрепер (см. рисунок 5.22,  $\delta$ ) в отличие от самоходного имеет две ведомые оси, одна из которых является поворотной. Передняя поворотная ось 17 шарнирно соединена с тягачом при помощи тягового шкворня 16.

В практикуме [6] подробно представлены основные элементы рабочего оборудования скрепера.

В свое время для отечественных самоходных и полуприцепных скреперов были использованы четырехтактные дизельные двигатели: ДЗ-87-1 – 121 кВт; ДЗ-11П – 158 кВт (тягач МоАЗ-546П); ДЗ-13Б – 265 кВт (БелАЗ-7422); ДЗ-115А – (265+265) кВт (БелАЗ-531); ДЗ-107 – (405+405) кВт; ДЗ-155-1 – 265 кВт (БелАЗ-7422). Самоходные скреперы оборудованы гидромеханическими коробками передач, которые приспособлены к введению автоматического переключения передач с помощью микропроцессорных систем управления.

На рисунке 5.23, a представлена компоновочная схема самоходного скрепера. Скреперное оборудование самоходных скреперов, как было отмечено, имеет примерно такое же конструктивное исполнение, как и полуприцепных.



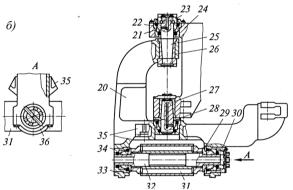


Рисунок 5.23 — Компоновка (a) и конструктивная схема седельно-сцепного устройства ( $\delta$ ) скрепера:

1 — рабочее место машиниста; 2 — седельно-сцепное устройство; 3 — гидроцилиндр поворота; 4 — тяговая рама; 5 — гидропривод рабочего оборудования; 6 — ковш; 7 — задняя стенка ковша; 8 — заднее колесо; 9 — буфер; 10 — днище ковша; 11 — боковая стенка ковша; 12 — нож; 13 — заслонка ковша; 14 — силовая передача; 15 — ведущий мост; 16 — ведущее колесо; 17 — тягач; 18 — двигатель; 19 — рама; 20 — кронштейн; 21, 22, 28, 29 — кольца; 23, 30 — гайки; 24 — стойка; 25, 27 — пальцы; 26 — втулка; 31 — балка; 32 — шкворень; 33, 36 — крышки: 34 — стакан; 35 — ограничитель

Самоходные и полуприцепные скреперы на базе одноосных тягачей относят к машинам с шарнирно-сочленённой рамой. Их особенностью (как шарнирно-сочлененных машин) является отсутствие управляемых колес. Поворот производят поворотом в плане одной секции относительно другой вокруг вертикальной оси сочленяющего шарнира седельно-сцепного устройства.

Седельно-сцепное устройство 2 (см. рисунок 5.23, a) предназначено для соединения одноосного тягача 17 с тяговой рамой 4 скрепера, а также для передачи нагрузок от ковша на тягач и поворота тягача относительно ковша.

Для получения минимального радиуса поворота скрепера (влево или вправо) угол поворота тягача составляет ±(85...90°). Кроме того, в седельно-сцепном устройстве предусмотрена возможность свободного поперечного качания (боковых кренов) колес тягача относительно задних колес скрепера. Это позволяет поддерживать постоянный контакт всех колес с опорной поверхностью дороги независимо от ее профиля. Угол крена задают не менее  $\pm 12^{\circ}$ .

Сочленяющий шарнир седельно-сцепного устройства имеет две взаимно перпендикулярные оси. Горизонтальная ось связана с тягачом 17 (параллельно его продольной оси) и обеспечивает боковые крены тягача относительно скреперного оборудования. Вертикальная ось шарнира центрируется в оголовке хобота 4 и обеспечивает поворот в плане передней секции относительно задней для изменения направления движения машины в целом.

Более детально седельно-сцепное устройство тягача МоАЗ-6442 рассмотрено на рисунке 5.23, б. Оно состоит из литого кронштейна 20, который горизонтальным шкворнем 32 шарнирно соединен с поперечно-силовой балкой 31 тяговой рамы 4 тягача 17. Это соединение обеспечивает поперечное качание кронштейна 20 относительно рамы 4 тягача. Угол качания в каждую сторону фиксируется упором ограничителей 35 в балку 31. Этот же кронштейн 20 шарнирно связан со стойкой 24 тяговой рамы 4 скрепера с помощью вертикальных пальцев 25 и 27. Пальцы установлены в конических втулках 26, закрепленных в вертикальных

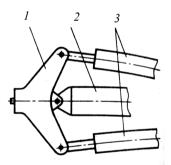


Рисунок 5.24 – Схема поворота скрепера:

1 -кронштейн; 2 -хобот;

3 – гидроцилиндры поворота

соединение обеспечивает поворот тягача относительно ковша скрепера в плане. Горизонтальными и вертикальными шарнирами являются сферические поверхности наружных 21 и внутренних 22 колец, установленных в стаканах 34. Вертикальная нагрузка от стойки 24 воспринимается торцом кольца 22 нижнего шарнира, упирающегося через промежуточное кольцо 28 в торец нижней опоры кронштейна 20. Сила тяги от тягача седельно-сцепному устройству передается кольцами 22 горизонтальных шарниров, которые через кольца 29 упираются в бобышки балки 31 рамы тягача.

расточках кронштейна 20 и стойки 24. Такое

Непосредственно поворот скрепера производится при помощи двух гидроцилиндров 3, установленных между хоботом 2 и разведенными вбок проушинами кронштейна 1 (рисунок 5.24).

Принудительная загрузка ковша шнеками или элеваторами отбирает часть мощности силовой установки скрепера, значительно увеличивает его материалоемкость и снижает геометрическую вместимость ковша, но существенно уменьшает сопротивление наполнению ковша. Кроме того, увеличивается заполняемость ковша и обеспечивается высокое качество планировочных работ. Поэтому ведущие производители выпускают самоходные скреперы стандартной комплектации и дополнительное оборудование для их принудительной загрузки. Для этих целей используют вертикально расположенные один-два шнека (в зависимости от вместимости ковша) или наклонный элеватор (скребковый конвейер).

На рисунке 5.25 представлен вариант конструктивной схемы самоходного двухмоторного скрепера со шнековой загрузкой, которая включает шнековый механизм загрузки I, гидропривод 3 вращения шнека и поперечную балку 2 для подвески вертикального шнека, встраиваемого в центре ковша. Скрепер, оборудованный шнеком, загружается самостоятельно практически на всех типах грунтов, включая IV, без предварительного рыхления. В представленном варианте шнек меняет свое положение (механизм подъема шнека не показан) в зависимости от режима работы (рабочего или транспортного).

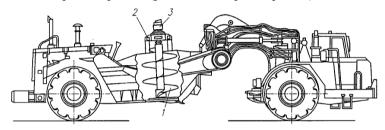


Рисунок 5.25 — Самоходный скрепер со шнековым загрузочным устройством: I — загрузочный шнек; 2 — поперечная балка; 3 — гидромотор

Более детально механизм шнековой загрузки представлен на рисунке 5.26. Вертикально расположенный шнек 4 поднимает и равномерно распределяет

в ковше более 50 % грунта, который срезают ножи 3 скрепера. Это увеличивает степень заполнения ковпа.

Приводят шнек от основного или дополнительного двигателя с использованием гидросистемы скрепера через гидромотор 7, установленный на ведущем валу шнека.

На рисунке 5.27 показана конструктивная схема одномоторного скрепера с элеваторной загрузкой, которую осуществляют с помощью нак-лонного эле-

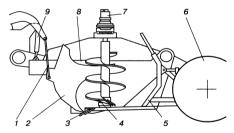


Рисунок 5.26 – Скреперный ковш со шнековой загрузкой:

1 – тяга подъема заслонки; 2 – передняя заслонка; 3 – ножи; 4 – загрузочный шнек; 5 – задняя стенка ковша; 6 – заднее колесо скрепера; 7 – гидромотор привода шнека; 8 – боковая стенка ковша; 9 – гидроцилиндр подъема-опускания ковша

ватора 5 в виде скребкового конвейера с приводом от гидромотора. В отличие от шнеков, которые с помощью гидроцилиндров устанавливают в рабочее

или транспортное положения, элеватор не меняет своего положения при разгрузке ковша 6. Ее производят за счет выдвижения вперед задней стенки 7 (при помощи толкателя 12 и гидроцилиндров 13) с одновременным перемещением назад подвижной части днища 10 ковша при помощи гидроцилиндров 11.

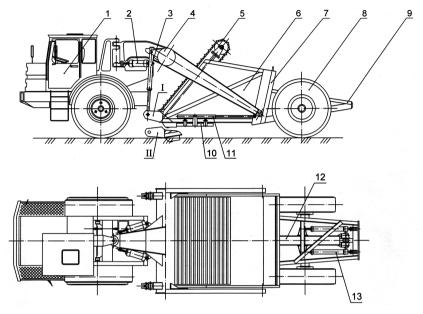


Рисунок 5.27 – Скрепер с элеваторной загрузкой:

I — кабина; 2 — гидроцилиндр поворота скрепера; 3 — гидроцилиндр подъема-опускания ковша; 4 — рама; 5 — элеватор; 6 — ковш; 7 — задняя стенка; 8 — ходовая тележка; 9 — буферный упор; 10 — подвижная часть днища; 11 — гидроцилиндр перемещения днища; 12 — толкатель задней стенки; 13 — гидроцилиндр выдвижения задней стенки;

I и II – транспортное и рабочее положения подножевой плиты

Система управления. Управление рабочим оборудованием скреперов осуществляют гидроприводом, насосы которого приводят от коробки отбора мощности базового тягача. Гидропривод применяют для подъема и опускания ковша, подъема и опускания передней заслонки, выдвижения и отвода задней стенки или поворота днища ковша, поворота машины, а также для привода элеватора или шнеков (в скреперах с принудительной загрузкой). Кроме того, в скреперах с большой вместимостью ковша его используют в рулевом управлении и мотор-колесах. Для скреперов малой и средней вместимости (до 10 м³) используют в основном гидросхемы, содержащие гидрораспределители с ручным управлением гидроцилиндрами. В скреперах большой и особо большой вместимости (более 10 м³) применяют электрогидравлическое управление гидроцилиндрами.

На рисунке 5.28 представлен вариант гидросистемы с автоматическим управлением рабочими органами прицепного скрепера с большой вместимостью ковша. На схеме предусмотрено электрогидравлическое управление гидроцилиндрами, обеспечивающими следующие рабочие операции: подъем-опускание ковша, подъем и опускание передней заслонки, выдвижение и отвод задней стенки. Электрогидравлические распределители 3–5 устанавливают на прицепной части скрепера вблизи упомянутых гидроцилиндров для снижения потерь в гидролиниях. При включении электромагнита одного из распределителей 3–5 передвигается золотник управления, который соединяет торцевую полость основного золотника со сливной гидролинией, которую используют в качестве гидролинии управления. Перемещаясь в одно из крайних положений, основной золотник соединяет штоковые (или поршневые) полости гидроцилиндров 6, 7 или 8 с напорной гидролинией насоса 2, а противоположные полости (поршневые или штоковые) — со сливной. Таким образом обеспечивается возвратнопоступательное движение штоков гидроцилиндров и, как следствие, перемещение рабочих органов скрепера.

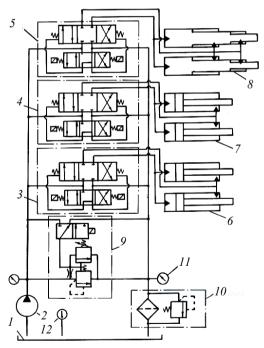


Рисунок 5.28 — Схема гидросистемы прицепного скрепера со свободной загрузкой: 1 — гидробак; 2 — нерегулируемый насос; 3, 4 и 5 — электрогидравлические распределители; 6 — гидроцилиндры подъема-опускания заслонки; 7 — гидроцилиндры подъема-опускания ковша; 8 — гидроцилиндры привода задней стенки; 9 — электрогидравлический предохранительный клапан; 10 — фильтр с переливным клапаном; 11 — манометр; 12 — датчик температуры

Наличие в гидросистеме скрепера электромагнитных устройств является обязательным условием для его оснащения автоматическими системами управления 2D и 3D формата.

На рисунке 5.29 приведен вариант гидросистемы скрепера с элеваторной загрузкой. Как и в варианте гидросистемы скрепера со свободной загрузкой, управление рабочим оборудованием производят при помощи гидрораспределителя, установленного в кабине машиниста. Насос I обеспечивает подачу рабочей жидкости через соответствующие золотники (А-Г) гидрораспределителя g в гидроцилиндры подъема и опускания ковша g, поворота скрепера g, управления положением задней стенки g, управления положением подвижного днища g. На магистралях гидроцилиндров установлен обратный клапан g, который обеспечивает запирание поршневых полостей при нейтральном положении золотников.

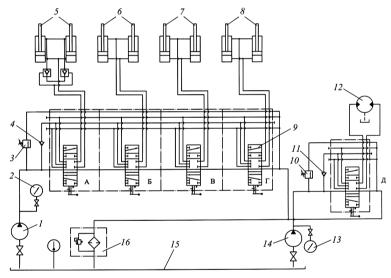


Рисунок 5.29 — Гидравлическая система скрепера с элеваторной загрузкой: 1,14 — насосы; 2,13 — манометры; 3,10 — предохранительные клапаны; 4,11 — обратные клапаны; 5 — гидроцилиндры подъема-опускания ковша; 6 — гидроцилиндры поворота скрепера; 7 — гидроцилиндры управления задней стенкой; 8 — гидроцилиндры управления подвижным днищем; 9 — гидрораспределитель; 12 — гидромотор; 15 — бак с рабочей жидкостью; 16 — фильтр

Привод элеватора осуществляют гидромотором 12 от насоса 14 через золотник Д, который обеспечивает регулирование скорости и реверсирование движения элеватора.

В последние годы произошло существенное сокращение производства скреперов ведущими производителями машин для земляных работ, в том

числе прекращение производства отечественных скреперов. Например, компания «John Deere» ограничивается выпуском прицепных скреперов со свободной и элеваторной загрузкой. В частности, она выпускает шесть моделей скреперов со свободной загрузкой с вместимостью ковшей от 8,4 до 10,6 м³, а также четыре модели скреперов с элеваторной загрузкой с вместимостью от 8,4 до 11,4 м³. Скреперы агрегатируют с гусеничными тракторами мощностью от 312 до 390 кВт, что попутно обеспечивает увеличение годовой загрузки тракторов. В настоящее время только компания «Caterpillar» производит широкий типоразмерный ряд самоходных скреперов, который состоит из 13 моделей с геометрической вместимостью ковша от 8,4 до 33,6 м³.

Производители машин стремятся в максимальной степени использовать унифицированные агрегаты и узлы в различных моделях скреперов для повышения надежности их эксплуатации и снижения трудоемкости изготовления. Например, компания «Caterpillar» для снижения затрат при изготовлении и эксплуатации использует всего пять дизельных двигателей на весь типоразмерный ряд скреперов, применяет унифицированные моторные модули независимо от типа загрузки ковша скрепера, а также унифицированные приводные мосты на скреперном модуле.

Развитие и совершенствование скреперов происходит на фоне падения спроса на эти машины из-за снижения числа строительных объектов с большими объемами земляных работ в Европе и Азии. В связи с этим их производство ведется в двух направлениях. Во-первых, разработка и выпуск двух-трех наиболее востребованных моделей скреперов из-за сокращения (и даже прекращения выпуска, например, в Беларуси и России) производства в европейских и азиатских компаниях, и, во-вторых, разработка и выпуск широких типоразмерных рядов самоходных и прицепных скреперов с тяговой и принудительной загрузкой для широкого спектра земляных работ, которые производят фактически в прежних объемах американские компании. Независимо от типа производства их совершенствуют с учетом всё возрастающих требований потребителей. К наиболее значимым относятся: повышение безопасности эксплуатации и комфортности условий труда оператора; дальнейшее развитие микропроцессорного управления машиной с диагностическим контролем основных узлов в процессе работы; оснащение системой GPS и управление рабочим процессом с ее помощью; унификация силовых установок, тягачей, рабочего оборудования (включая ковши), трансмиссий, систем управления; расширение технологических возможностей по разработке грунтов различной прочности; реализация модульного принципа создания машин, упрощающего обслуживание и ремонт, а также обеспечивающего эффективную утилизацию мащины после ее списания.

#### 5.2.2 Определение основных параметров

**Параметры скрепера.** Главный параметр — геометрическая вместимость ковша  $(q_{\kappa})$ . Основные параметры — мощность двигателя, масса машины, ее габаритные размеры, ширина и максимальная толщина срезаемого грунта, колесная база скрепера, рабочая и транспортная скорости, распределение силы тяжести по осям скрепера.

Для основных массовых и габаритных параметров скреперов имеются эмпирические соотношения, связывающие их с главным параметром. Масса, т, зависит от способа загрузки ковша и связана с его вместимостью, м<sup>3</sup>, следующим образом:

 $m_{c3} = q_{\kappa} + 1,92$  — со свободной (тяговой) загрузкой;

 $m_{23} = q_{\kappa} + 1,94 - c$  элеваторной загрузкой;

 $m_{\text{ииз}} = q_{\text{к}} + 2,10$  — со шнековой загрузкой.

Сила тяжести самоходного скрепера складывается из сил тяжести тягача и скрепера. Для одноосного тягача

$$G_{\rm T} = (40...45)N,$$
 (5.32)

где  $G_{\rm T}$  – сила тяжести тягача, кг;

N — мощность тягача, л. с.

Распределение силы тяжести по осям самоходного скрепера, %:

- порожнего на переднюю ось 70, на заднюю 30,
- загруженного на переднюю ось 50, на заднюю 50.

**Габариты** *скрепера* включают длину L, ширину B и высоту H:

$$L = 5.3\sqrt[3]{q_{\kappa}}; B = (1.44...1.52)\sqrt[3]{q_{\kappa}}; H = (1.44...1.50)\sqrt[3]{q_{\kappa}}.$$
 (5.33)

Продольная колесная база

$$L_6 = 3.3\sqrt[3]{q_{\rm K}} \ . \tag{5.34}$$

**Поперечная колесная база** — обычно такая же, как у тягачей. Если нет данных, тогда

$$B_{6} = (0.32...0.34)\sqrt[3]{q_{K}}. (5.35)$$

Во всех формулах, где есть диапазон коэффициентов, большие значения – для скреперов меньшей вместимости и мощности.

Как отмечалось, главный параметр ковша — его вместимость  $(q_{\kappa})$ , а основные — его длина  $L_{\kappa}$ , ширина  $B_{\kappa}$ , высота  $H_{\kappa}$ .

С уменьшением высоты и длины, увеличением ширины ковша сопротивление грунта снижается. Однако для скрепера с большой вместимостью ковша увеличивать  $B_{\kappa}$  нельзя по транспортным соображениям.

Поэтому для ковшей  $10 < q_{\kappa} < 25 \text{ м}^3$  наиболее приемлемыми считают следующие размеры:

$$L_{\kappa} = (0,73...0,79)\sqrt[3]{q_{\kappa}}; \tag{5.36}$$

$$B_{\kappa} = (1, 20...1, 30)\sqrt[3]{q_{\kappa}};$$
 (5.37)

$$H_{K} = (0,64...0,68)\sqrt[3]{q_{K}}.$$
 (5.38)

С другой стороны, по условиям проходимости скрепера должно выполняться соотношение

$$B_{\kappa} = K_{\text{TGF}} + b + 2\Delta b \,, \tag{5.39}$$

где Ктяг – колея одноосного тягача, м;

b – ширина пневмошины, м;

 $\Delta b$  — зазор между наружным краем шины и боковой стенкой ковша ( $\Delta b = 0.03...0.06$  м).

Имеются и другие варианты взаимосвязи основных характеристик ковша скрепера, которые обеспечивают наименьшие значения энергоемкости рабочего процесса, в их числе соотношения:

$$L_{\kappa} = 0.74\sqrt[3]{q_{\kappa}}; B_{\kappa} = 1.65\sqrt[3]{q_{\kappa}}; L_{\kappa}' = 0.66L_{\kappa}; H_{\kappa} = 0.4B_{\kappa}; H_{\max} = 0.61B_{\kappa},$$
(5.40)

где  $L'_{\kappa}$  – длина днища ковша, м;

 $H_{\rm max}$  — максимальная высота боковой стенки, м.

Тяговый расчет самоходного скрепера со свободной загрузкой проводят для рабочего и транспортного режимов.

Для рабочего режима этот расчет выполняют при решении следующих задач:

- по заданной вместимости ковша  $q_{\kappa}$  определяют необходимую силу тяги и по ней подбирают тягач;
  - по заданному типу тягача определяют  $q_{\kappa}$  скрепера.

Возникающие при работе скрепера сопротивления связаны с процессом копания. Силы сопротивления грунта копанию достигают максимальных значений в конце копания — на заключительной стадии заполнения ковша, которая и принимается за расчетное положение.

Тяговое усилие расходуется на преодоление следующих сопротивлений, возникающих при разработке грунта ковшом:

- сопротивление грунта резанию, Н,

$$W_{\rm p} = 10^{-6} \kappa_{\rm p} B_{\rm k} c_{\rm r} \,, \tag{5.41}$$

где  $\kappa_p$  – удельное сопротивление грунта резанию, МПа;

 $c_{\Gamma}$  — толщина срезаемого слоя, м.

Если  $\kappa_{\rm p} > 0,\!12\,$  МПа, перед разработкой скрепером грунт необходимо предварительно рыхлить.

Ширину ковша скрепера  $B_{\kappa}$  определяют конструктивно:

$$B = B_{\kappa}, \tag{5.42}$$

где B — длина ножа ковша скрепера, м.

Эти расчеты используют для прямых ножей (т. е. для ножей самой простой формы), для ступенчатых следует использовать другие формулы;

- сопротивление перемещению призмы волочения, Н,

$$W_{\rm II} = (f_2 \pm i)G_{\rm IIp} = \frac{f_2 \pm i}{\kappa_{\rm p}} \rho_{\rm r} g q_{\rm IIp},$$
 (5.43)

где  $f_2$  – коэффициент трения грунта по грунту ( $f_2 = 0,3...0,5$  – бо́льшие значения для песчаных грунтов);

i — уклон местности;

 $G_{\text{пр}}$  – сила тяжести призмы волочения, H;

кр – коэффициент разрыхления грунта;

 $\rho_{\rm r}$  – плотность грунта, кг/м<sup>3</sup>;

 $q_{\rm пр}$  – объем призмы волочения, м<sup>3</sup>.

Кроме того, *сопротивление*  $W_{\Pi}$  можно найти, зная геометрические параметры грунта в ковше, из выражения

$$W_{\Pi} = (f_2 \pm i) y \rho_{\Gamma} B_{\kappa} H_{\Gamma}^2, \qquad (5.44)$$

где y – коэффициент объема призмы волочения перед заслонкой и ножами ковша (y = 0,5...0,7; большие значения относятся к сыпучим грунтам);

 $B_{\kappa}$  — ширина ковша, м;

 $H_{\Gamma}$  – высота грунта в ковше, м;

- *сопротивление заполнению ковша*, H, включает две составляющие:
- 1) сопротивление силы тяжести поднимаемого столба грунта, поступающего в ковш,

$$W_{3\mathrm{a}\mathrm{I}}' = g \rho_{\mathrm{r}} B_{\mathrm{r}} c_{\mathrm{r}} H_{\mathrm{r}}; \tag{5.45}$$

2) сопротивление трению грунта в ковше, которое возникает в результате сил давления P боковых призм грунта, располагающихся по обе стороны столба грунта, при его перемещении в вертикальном направлении внутри ковша

$$W_{3an}'' = 2f_2 P = x \rho_r g B_{\kappa} H_r^2, \qquad (5.46)$$

где

$$x = \frac{\mathrm{tg}\phi_2}{1 + \mathrm{tg}^2\phi_2} = \frac{1}{2}\sin 2\phi_2,\tag{5.47}$$

φ<sub>2</sub> – угол внутреннего трения грунта;

- сопротивление перемещению скрепера, Н,

$$W_{\text{nep}} = (f \pm i)(G_{c} + G_{\Gamma}), \tag{5.48}$$

где f – коэффициент сопротивления передвижению (или качению колес),

$$f =$$

$$\begin{cases}
0.15...0.20 - \text{плотные грунты,} \\
0.25...0.30 - \text{пески;} 
\end{cases}$$

 $G_{\rm c}$  – сила тяжести скрепера, H;

 $G_{\Gamma}$  – сила тяжести грунта в ковше, H,

$$G_{\Gamma} = \frac{\kappa_{\rm H}}{\kappa_{\rm p}} \rho_{\Gamma} g q_{\kappa}, \qquad (5.49)$$

кн - коэффициент наполнения;

кр – коэффициент разрыхления.

Таким образом, общая сила сопротивления, Н,

$$W = W_{\rm p} + W_{\rm \Pi} + W_{\rm 3a\Pi} + W_{\rm nep} \,. \tag{5.50}$$

Для работы самоходных и полуприцепных скреперов необходимо, чтобы выполнялось соотношение

$$P_{o} \ge W, \tag{5.51}$$

где  $P_0$  – максимальная окружная сила на ведущих колесах скрепера, H.

Если мощности силовой установки скрепера недостаточно для преодоления сил сопротивления, тогда используют толкач. В этом случае уравнение приобретает вид

$$P_{o} + \kappa_{o} T_{\text{TOJ}} \ge W \,, \tag{5.52}$$

где  $T_{\text{тол}}$  – тяговое усилие толкача, H;

 $\kappa_o$  — коэффициент одновременности работы скрепера и толкача,  $\kappa_o = 0.80...0.85.$ 

Кроме того, необходимо произвести проверку возможности реализации тягового усилия по сцеплению:

$$G_{\text{сц}}\varphi_{\text{сц}} \ge P_{\text{o}}$$
, (5.53)

где  $G_{\text{сц}}$  — сцепная сила тяжести самоходного скрепера или тягача, H;  $\phi_{\text{сц}}$  — коэффициент сцепления.

Если указанные условия не выполняются, то предпринимают следующие меры:

- изменяют толщину срезаемого грунта;
- изменяют скорость движения при наборе грунта;
- применяют толкач при наборе грунта.

**Мощность овигателя тягача самоходного скрепера,** Вт, можно определить, зная общую силу сопротивления W, из выражения

$$N = \frac{Wv}{\eta_{\rm rp}},\tag{5.54}$$

где v — рабочая скорость скрепера, м/с;

 $\eta_{\rm TP} - {\rm K}\Pi {\rm \Pi} {\rm \Pi}$  трансмиссии,  $\eta_{\rm TP} = 0.8...0.9$ .

Вся информация, касающаяся величин коэффициентов, соотношения характеристик скреперов и свойств грунтов, а также методики выбора гидрооборудования представлены в практикуме [6] и других учебных изданиях.

**Производительность** самоходного скрепера зависит от многих факторов, учесть которые в целом не представляется возможным. Поэтому в различных вариантах ее расчета выделяют наиболее значимые, на взгляд авторов, факторы, а менее значимые выражают константами.

**Эксплуатационную производительность,** м<sup>3</sup>/ч, определяют по формуле

$$\Pi_9 = 3600 \frac{K_B K_H}{K_p} \cdot \frac{q_K}{T_{II}},$$
 (5.55)

где  $T_{\rm II}$  – продолжительность цикла, с.

Для оценки продолжительности цикла работы скрепера используют ряд расчетов, в числе которых приведенные ниже варианты.

По первому варианту время цикла, с, находят, считая постоянными скорости перемещения скрепера на различных стадиях процесса наполнения ковша,

$$T_{II} = \frac{l_{\text{HaII}}}{v_{\text{HaII}}} + \frac{l_{\text{Tp}}}{v_{\text{TD}}} + \frac{l_{\text{pa3}}}{v_{\text{Da3}}} + \frac{l_{\text{XOII}}}{v_{\text{XOII}}} + t_{\text{BCII}},$$
 (5.56)

где  $l_{\text{нап}}-$  длина пути заполнения ковша,  $l_{\text{нап}}=20...50$  м;

 $v_{\rm нап}$  — скорость движения на пути наполнения,  $v_{\rm нап}$  = 2,5 . . . 3,5 км/ч, т. е.  $v_{\rm нап}$  = 0,7 . . . 1,0 м/с;

 $l_{\text{нап}}$  — пути транспортирования грунта, м;

 $v_{\rm rp}$  – скорость транспортирования,  $v_{\rm rp}$  = 18...20 км/ч, т. е.  $v_{\rm rp}$  = 5,0...5,6 м/с;

 $l_{
m pas}$  — длина пути разгрузки,  $l_{
m pas}$  =10...25 м;

 $v_{\text{раз}}$  – скорость движения при разгрузке,  $v_{\text{раз}} = 4...8$  км/ч, т. е.  $v_{\text{раз}} = 1,1...2,2$  м/с;

 $l_{\text{хол}}$  — длина холостого пути порожнего скрепера, принимают  $l_{\text{хол}} = l_{\text{тр}} + l_{\text{раз}}$ , м;  $v_{\text{хол}}$  — скорость движения порожнего скрепера,  $v_{\text{хол}} = 25...30$  км/ч, т. е.  $v_{\text{хол}} = 7,0...8,3$  м/с;

 $t_{\text{всп}}$  — время на вспомогательные операции,  $t_{\text{всп}} = 15...20$  с.

Если же учитывать *изменение скоростей перемещения скрепера* при заполнении ковша и при его разгрузке, тогда

– время наполнения ковша

$$t_{\text{\tiny HAII}} = \frac{2\kappa_{\text{\tiny H}}\kappa_{\text{\tiny HOT}}}{\kappa_{\text{\tiny D}}} \frac{q_{\text{\tiny K}}}{B_{\text{\tiny K}}c_{\text{\tiny F}}(v_{\text{\tiny HAII}} + v_{\text{\tiny K}})};$$

– время разгрузки ковша

$$t_{\text{pa3}} = \frac{2\kappa_{\text{H}}q_{\text{K}}}{B_{\text{K}}c_{\text{p}}(v_{\text{H,pa3}} + v_{\text{K,pa3}})},$$

где  $\kappa_{\text{пот}}$  – коэффициент учета потерь грунта в призму волочения и боковые валики,  $\kappa_{\text{пот}}$  =1,35;

 $v_{\text{н.нап}}, v_{\text{к.нап}}$  — скорость скрепера в начале и конце наполнения ковша, м/с;

 $v_{\text{н.раз}}, v_{\text{к.раз}}$  — скорость скрепера в начале и конце разгрузки ковша, м/с;

 $c_p$  – толщина слоя грунта, выгружаемого из ковша, м.

По второму варианту *время цикла* находят, задавая продолжительность основных стадий процесса по результатам натурных испытаний:

$$T_{\text{II}} = t_{\text{HAII}} + t_{\text{Tp}} + t_{\text{pa3}} + t_{\text{XOII}} + t_{\text{BCII}},$$
 (5.57)

где  $t_{\text{нап}}$  – время наполнения ковша,  $t_{\text{нап}}$  = 60...90 с;

 $t_{\rm TP}$  – время транспортирования грунта к месту разгрузки, с,

$$t_{\rm Tp} = \frac{l_{\rm Tp}}{v_{\rm Tp}},$$

$$l_{\text{тp}} = l_{\text{хол}}, \ v_{\text{тp}} = 5,0...5,6 \text{ M/c};$$

 $t_{\text{раз}}$  – время разгрузки ковша,  $t_{\text{раз}} = 10...20 \text{ c}$ ;

 $t_{\text{хол}}$  — время холостого хода при движении порожнего скрепера к месту набора грунта, с,

$$t_{\text{XOII}} = \frac{l_{\text{XOII}}}{v_{\text{XOII}}},$$

$$v_{\text{хол}} = 7,0...8,3 \text{ м/c};$$

 $t_{\text{всп}}$  — вспомогательное время, затрачиваемое на маневрирование, ожидание толкача и др.,  $t_{\text{всп}} = 15...45$  с.

## 5.3 Автогрейдеры

**Автогрейдер** — это самоходная землеройно-транспортная машина на пневмоколесном ходу с отвальным рабочим органом.

Автогрейдеры используют для решения следующих задач:

- послойной разработки грунтов I–II категорий;
- планировки и профилирования земляного полотна автомобильных и железных дорог;
  - возведения насыпей и формирования выемок;
  - прокладывания и очистки канав и кюветов;
  - сооружения корыт для дорожных оснований;
- перемешивания грунта, щебня, гравия с вяжущими материалами и разравнивания полученных смесей;
  - разрушения дорожных покрытий и прочных грунтов;
  - очистки дорожных покрытий от снега и снегового наката.

Рабочий процесс разработки грунта состоит в срезе и поперечном перемещении грунта вдоль отвала, который расположен под углом к направлению движения автогрейдера. Как правило, каждый срез сопровождается несколькими проходами по перемещению срезанного грунта на необходимое расстояние для его укладки в заданное место.

Наиболее важное предназначение автогрейдера — это формирование профиля автомобильной или железной дороги, а также финишное выравнивание дорожного полотна перед укладкой асфальтобетонной смеси. Правильно спрофилированная и выровненная с необходимой точностью поверхность полотна обеспечивает заданную долговечность дорожной одежды или верхнего строения железнодорожного пути.

#### Автогрейдеры разделяют по следующим основным признакам:

— *по массе и мощности двигателя* N — на легкие (до 9 т, N = 45...75 кВт), средние (9–13 т, 75–110 кВт), тяжелые (13–19 т, 110–185 кВт) и сверхтяжелые (более 19 т, N > 185 кВт).

Отметим, что типоразмерные ряды автогрейдеров расширяются как в сторону уменьшения, так и увеличения их единичной мощности, поэтому указанные диапазоны могут меняться.

Кроме этого, исторически сложилось разделение автогрейдеров на классы по мощности двигателя в л. с.:

- класс 100 (N = 90...120 л. с.);
- класс 160 (N = 135...200 л. с.);
- класс 250 (N = 240...300 л. с.);
- *− по типу привода −* с неполным и полным приводом;
- по типу ходовой трансмиссии с механической, гидромеханической (с гидродинамическим и гидрообъемным компонентами) и комбинированной;
- *по числу осей* двух- и трехосные, колесную схему которых характеризуют формулой

где А – число осей с управляемыми колесами;

- Б число ведущих осей;
- В общее число осей;
- по степени подвижности отвала с полно- и неполноповоротным отвалом:
  - *по типу рамы* с моноблочной и шарнирно-сочлененной рамой;
- по степени автоматизации управления (земляными работами) –
   с двухмерными (угловой, ультразвуковой и лазерной) и трехмерными (ГНСС и LPS) системами.

#### 5.3.1 Конструкции и устройство

Наиболее распространенным на постсоветском пространстве является трехосный автогрейдер с колесной формулой  $1\times2\times3$ , имеющий шарнирносочлененную раму. Как правило, он включает основную раму 9, силовую установку, коробку передач, заднюю балансирную тележку 14, передний мост 6, органы управления 10, гидравлическую и электрическую системы (рисунок 5.30).

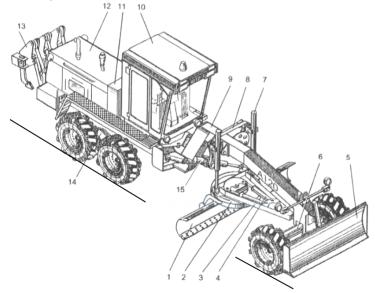


Рисунок 5.30 — Конструктивная схема трехосного автогрейдера: I — отвал; 2 — поворотный круг; 3 — тяговая рама; 4 — гидроцилиндр поворота отвала; 5 — бульдозерный отвал; 6 — передний мост; 7 — гидроцилиндр подъема-опускания тяговой рамы; 8 — подвеска тяговой рамы; 9 — рама автогрейдера; 10 — кабина; 11 — бак; 12 — капот; 13 — рыхлительное оборудование; 14 — балансирная тележка; 15 — гидроцилиндр

В большинстве случаев он имеет гидромеханическую коробку передач (с гидродинамическим компонентом), реже — механическую или гидромеханическую трансмиссию с гидрообъемным компонентом. Балансирная тележка состоит из главной передачи и двух балансиров, на которых установлены четыре ведущих колеса. Передний мост шарнирно соединяют с основной рамой автогрейдера продольной осью. Шарнирно-сочлененная рама 9 имеет механизм поворота (складывания). Рулевое управление состоит из гидроруля и привода к нему. Задние колеса оборудуют дисковыми тормозами. Стояночный тормоз дискового типа устанавливают на входном валу балансирной тележки.

Основным рабочим органом является грейдерный отвал, который выполняют в двух вариантах: неполноповоротным и полноповоротным. Соответственно, конструкция рабочего оборудования зависит от типа отвала.

Представленный на рисунке 5.30 автогрейдер имеет неполноповоротный отвал. На рисунке 5.31 детально показано его рабочее оборудование.

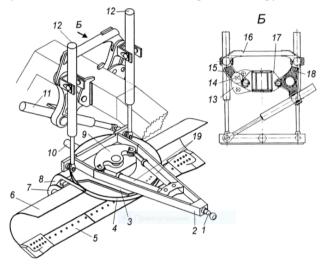


Рисунок 5.31 — Рабочее оборудование автогрейдера с неполноповоротным отвалом: I — шкворень; 2 — несущая балка; 3 — опорный лист несущей балки; 4 — поворотный круг; 5 — нож; 6 — отвал; 7 — опора отвала; 8 — кронштейн поворотного круга; 9 — щека поворотного круга; 10 — гидроцилиндр изменения угла резания; 11 — гидроцилиндр выноса тяговой рамы; 12 — гидроцилиндры подъема-опускания отвала; 13, 17 — кронштейны подвески; 14 — поршеньзащелка; 15, 18 — левый и правый рычаги; 16 — тяга; 19 — гидроцилиндры поворота отвала

Переднюю часть тяговой рамы через шкворень 1 подсоединяют к головке рамы автогрейдера. Отвал 6 со сменными секционными ножами 5 закрепляют в кронштейнах поворотного круга 4 и с помощью гидроцилиндра 10 изменяют угол резания. Гидроцилиндры 19 ограничивают возможность

поворота круга и отвала в горизонтальной плоскости не более чем на  $130^\circ$ . Отвал 6 подвижно соединяют с опорой 7, имеющей направляющие, по которым отвал может смещаться в стороны с помощью гидроцилиндра выноса 11. Подвеска тяговой рамы состоит из рычагов 15 и 18, которые фиксируют раму автогрейдера в одном из трех положений с помощью пневматической поршеньзащелки 14. Крепление тяговой рамы к подвеске выполняют с помощью трех гидроцилиндров (двух — для подъема и опускания 12, одного — для выноса тяговой рамы 11). Подвеска гидроцилиндров позволяет устанавливать грейдерный отвал под углом до  $90^\circ$  для срезания и планировки откосов.

Рабочее оборудование с полноповоротным отвалом представлено на рисунке 5.32. Оно также включает тяговую раму 4 с установленным на ней отвалом 11, а также подвеску тяговой рамы. Комплект гидроцилиндров обеспечивает подъем и опускание отвала, изменение угла его резания, смещение отвала сторону от продольной оси машины.

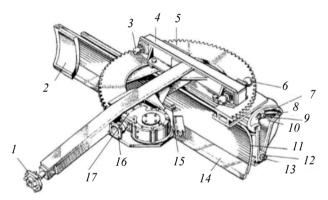


Рисунок 5.32 — Рабочее оборудование с полноповоротным отвалом: I — опора шкворня; 2 — боковой нож; 3 — шаровой палец крепления гидроцилиндра подъема отвала; 4 — тяговая рама; 5 — поворотный круг; 6 — опора крепления штока цилиндра выноса тяговой рамы; 7 — специальная шайба; 8 — гайка; 9 — болт; 10 — кронштейн с зубчатым сектором; 11 — отвал; 12 — корончатая гайка; 13 — ось; 14 — средний нож; 15 — регулировочный болт; 16 — фланец крепления гидромотора; 17 — редуктор поворота отвала

Поворот отвала на  $360^{\circ}$  в любую сторону в горизонтальной плоскости обеспечивает механизм поворота. Он установлен на тяговой раме и состоит из поворотного круга 5 с закрепленным на нем болтами зубчатым венцом, одноступенчатого червячного редуктора 17 и гидромотора, который крепят к фланцу 16. В зацеплении с зубчатым венцом находится зубчатое колесо, установленное на выходном валу редуктора 17. Гидромотор через редуктор обеспечивает вращение ведущего зубчатого колеса, которое обегает зубчатый венец поворотного круга, поворачивая тем самым круг вместе с отвалом. Направление вращения изменяют включением рычага управления гидрораспределителем в противоположную сторону.

Как видно из приведенного материала, конструкции рабочего оборудования с полно- и неполноповоротным отвалами имеют существенные различия, которые влияют на их технологические возможности. Рабочее оборудование с неполноповоротным отвалом конструктивно значительно проще, но обеспечивает поворот отвала только на 130°, что затрудняет проведение некоторых земляных работ. Оснащение рабочего оборудования полноповоротным отвалом значительно расширяет технологические возможности автогрейдера при значительном увеличении его материалоемкости и сложности конструкции. Выбор типа отвала зависит от многих факторов, в том числе применение его в зимний период.

Высокая планирующая способность автогрейдера сочетается с его низкой маневренностью из-за длинной колесной базы. Поэтому большинство моделей современных автогрейдеров различных производителей изготавливают с шарнирно-сочлененной рамой, один из вариантов которой представлен на рисунке 5.33. Основные конструкции рамы (подмоторная полурама l и хребтовая балка 4) соединяют между собой вертикальным шарниром и поворачивают их (относительно друг друга) с помощью двух гидроцилиндров 2 на угол  $\pm 30^\circ$ . Для фиксации рамы в прямом положении используют стяжку 3. Такая конструкция уменьшает радиус поворота машины в 1,5-2,0 раза по сравнению с моноблочной рамой.

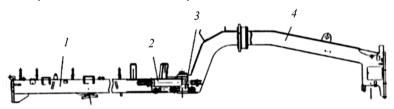


Рисунок 5.33 — Шарнирно-сочлененная рама автогрейдера: 1 — подмоторная полурама; 2 — гидроцилиндр поворота рамы; 3 — стяжка; 4 — передняя (хребтовая) балка

Моноблочные рамы, у которых хребтовая балка и подмоторная рама сварены между собой, также находят применение в конструкциях автогрейдеров. В этом варианте несущая конструкция автогрейдера (рисунок 5.34), состоящая из хребтовой балки 7 и подмоторной рамы I, представляет единое целое. Подмоторная рама имеет плоскую прямоугольную сварную конструкцию, на которую устанавливают на кронштейнах I двигатель, а на стойки I и I — кабину с органами управления. Снизу на опорах I размещают задний мост с балансирной подвеской I а также другие элементы механизма передвижения. Для компенсации низкой маневренности машины с моноблочной рамой в ряде конструкций используют поворотный круг задней балансирной подвески с тележками тандемного типа, имеющими центральную ось качания. Возможность поворота тележек на заданный угол вместе с

передней поворотной осью наделяет машину достаточно высокой маневренностью, а также возможностью перемещения боком («крабом»).

Конструкция с использованием жесткой рамы обеспечивает автогрейдеру повышенную живучесть при работе в сложных условиях.

Как правило, жесткая и шарнирно-сочлененная рамы в значительной степени унифицированы между собой в однотипных автогрейдерах различных модификаций. Современные автогрейдеры изготавливают по единой принципиальной схеме в виде самоходных, в основном, трехосных машин с полноповоротным отвалом и гидравлической системой управления рабочими органами. Ведущие произ-

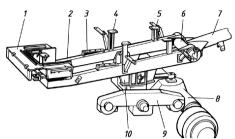


Рисунок 5.34 — Моноблочная рама автогрейдера:

1 – подмоторная рама; 2 – лонжерон; 3 – кронштейн крепления двигателя;

4, 5 – стойки кабины; 6 – поперечная труба;

7 – хребтовая балка; 8 – задний мост; 9 – балансирная подвеска; 10 – опора подвески моста

водители дорожной техники выпускают модели автогрейдеров, имеющих различные варианты привода и управления колес. В их числе машины с колесной формулой  $1\times2\times3$ ,  $1\times3\times3$  и  $3\times3\times3$ .

В качестве примера машины с полноповоротным отвалом и шарнирносочлененной рамой на рисунке 5.35 представлена конструктивная схема отечественного трехосного автогрейдера модели АМКОДОР 165.

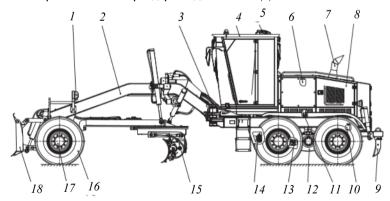


Рисунок 5.35 — Конструктивная схема автогрейдера АМКОДОР 165: I — электрооборудование; 2 — рама; 3 — гидрооборудование; 4 — кабина; 5 — система кондиционирования; 6 — топливный и гидравлический баки; 7 — силовая установка; 8 — облицовка; 9 — рыхлитель; 10 — система охлаждения ГМП; 11 — демпфер; 12 — тандемный мост; 13 — карданный вал; 14 — гидромеханическая передача (ГМП); 15 — грейдерный отвал; 16 — колесо; 17 — управляемый мост; 18 — бульдозерный отвал

Его эксплуатационная масса составляет 14500 кг, шестицилиндровый дизельный двигатель обеспечивает мощность 132 кВт при частоте 2100 мин<sup>-1</sup>. Управление всеми системами автогрейдера осуществляют из кабины машиниста при помощи переключателей, рычагов и педалей.

Привод хода осуществляют с помощью гидромеханической передачи с гидромеханической передачей, гмП). Крутящий момент от маховика дизельного двигателя через демпфер 11 и карданный вал 13 передают на ГМП 14 и далее с помощью карданной передачи на задний тандемный мост 12 автогрейдера. Для управления тягово-скоростными характеристиками автогрейдера используют электронную систему управления гидромеханической трансмиссии.

В машине использован классический вариант конструкции шарнирносочленённой рамы 2, состоящей из двух полурам — передней и задней. На передней устанавливают бульдозерный отвал 18, балансирный управляемый передний мост 17, рабочее оборудование с грейдерным отвалом 15. На задней — располагают кабину 4 с органами управления, дизельный двигатель 7, задний тандемный мост 12, рыхлитель 9 и др.

Сочлененная конструкция расширяет технологические возможности машины (рисунок 5.36) за счет уменьшения радиуса поворота машины или за счет бокового смещения ее передних колес и грейдерного отвала (при движении «крабом»). При этом повышается курсовая устойчивость машины. Минимальный радиус поворота при сложенной раме составляет по кромке бульдозерного отвала не более 9 м.

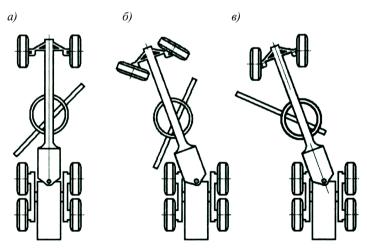


Рисунок 5.36 — Варианты применения шарнирно-сочлененной рамы: a — прямолинейное движение;  $\delta$  — движение с уменьшенным радиусом поворота;  $\delta$  — прямолинейное движение со смещением боковых колес

Следует отметить, что система управления «изломом» рамы не является следящей, так как она не участвует в маневрировании и работает независимо от рулевого механизма, т. е. ее работа не синхронизирована с поворотом передних колес.

В автогрейдере может быть применена жесткая основная рама сварной конструкции без вертикального шарнира, гидроцилиндров поворота рамы и фиксирующих стяжек. Размещение основных узлов на жесткой раме аналогично их размещению на раме с вертикальным шарниром.

Передний управляемый мост 17 является балансирным с поворачивающимися и наклоняемыми колесами. Мост соединен с передней рамой с помощью оси подвеса. Устойчивость машины независимо от рельефа местности обеспечивают следующие характеристики:

- угол качания моста  $\pm 20^{\circ}$ ;
- угол наклона колес  $\pm 22^{\circ}$ ;
- угол поворота колес  $\pm 31^{\circ}$ .

Задний тандемный мост 12 оснащают четырьмя ведущими колесами, с каждой стороны попарно объединенными балансирными балками (продольно-балансирными подвесками).

**Рабочее оборудование.** Основным рабочим органом машины является грейдерное оборудование. Имеется несколько вариантов управления рабочим оборудованием автогрейдера.

Более современная конструкция автогрейдера обладает расширенными технологическими возможностями. В качестве примера на рисунке 5.37 представлено оборудование автогрейдера АМКОДОР 165, которое включает тяговую раму 2, поворотный круг 1, грейдерный отвал 4 и гидроцилиндры управления.

Отвал 4, закрепленный в кронштейнах поворотного круга, с помощью гидроцилиндров может передвигаться по направляющим и поворачиваться, изменяя при этом угол резания. Вынос отвала в сторону (в одну или другую) осуществляют с помощью гидроцилиндра 5; угол резания ножей отвала изменяют с

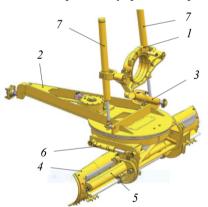


Рисунок 5.37 – Грейдерное оборудование:

I — поворотный круг; 2 — тяговая рама; 3 — гидроцилиндр выноса тяговой рамы; 4 — отвал; 5 — гидроцилиндр выноса отвала; 6 — гидроцилиндр угла резания; 7 — гидроцилиндры подъема и опускания отвала

помощью гидроцилиндра 6; подъем и опускание отвала осуществляют двумя гидроцилиндрами 7; вынос тяговой рамы – гидроцилиндром 3. При этом кон-

струкция оборудования позволяет устанавливать отвал практически вертикально (под углом до  $90^\circ$ ) с обеих сторон, что существенно расширяет технологические возможности машины.

Конструкция грейдерного отвала (рисунок 5.38) представляет собой жесткую балку коробчатого сечения, состоящую из изогнутого по радиусу лобового листа 2, усиленного с задней стороны коробкой жесткости 9. Отвал оснащают сменными ножами 1 с двухсторонней заточкой, установленными в нижней части лобового листа. Его шарнирно крепят к стойкам поворотного круга при помощи боковых кронштейнов 6, которые удерживают гидроцилиндры 4 наклона отвала. Задняя плита 8 отвала верхней и нижней кромками фиксируется в пазах боковых кронштейнов 6, что обеспечивает скольжение отвала относительно кронштейнов под действием гидроцилиндра 3 выдвижения отвала в сторону.

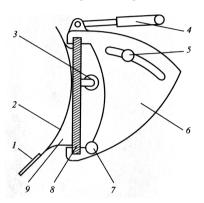


Рисунок 5.38 — Механизм крепления грейдерного отвала: 1 — сменный нож; 2 — лобовая поверхность отвала; 3 — гидроцилиндр выдвижения отвала в сторону; 4 — гидроцилиндр наклона отвала; 5 — направляющая бокового кронштейна;

6 — боковой кронштейн; 7 — ось крепления бокового кронштейна к стойке поворотного круга; 8 — задняя плита отвала; 9 — коробка жесткости

Автогрейдер оснащают *дополнительным рабочим оборудованием* для повышения производительности и сокращения сезонных простоев. К основному рабочему оборудованию относят бульдозерный отвал и кирковщик (см. рисунки 5.30 и 5.35). Кроме того, его снабжают следующим сменным оборудованием:

- боковыми удлинителями и откосниками (для увеличения ширины захвата при отделке откосов насыпей);
  - подметальными щетками;
  - подгребающими отвалами (задними и боковыми);
  - плужным снегоочистителем с фронтальными и боковыми плугами;
  - оборудованием для одноковшового неполноповоротного экскаватора;
  - оборудованием для фронтального погрузчика.

Для выполнения автогрейдером различных работ можно управлять положением полноповоротного грейдерного отвала следующим образом:

- изменять положение отвала в горизонтальной плоскости вращением поворотного круга вокруг вертикальной оси на 360°, т. е. изменять угол захвата;
- изменять положение отвала в вертикальной плоскости несимметричным подъемом или опусканием тяговой рамы, т. е. изменять угол зарезания;

- изменять угол резания отвала;
- выдвигать отвал вправо или влево от продольной оси автогрейдера.

Таким образом, отвал можно установить горизонтально или под наклоном (в вертикальной плоскости), под любым углом наклона в плане; его можно расположить в полосе колеи автогрейдера или выдвинуть за ее пределы; его можно опустить или поднять относительно уровня обрабатываемой поверхности. Как было отмечено, во многих современных моделях отвал можно установить вертикально справа и слева от машины, что существенно расширяет ее технологические возможности.

Особенностью ходовой системы автогрейдеров, отличающей их от других пневмоколесных машин, является длинная колесная база. Она обеспечивает высокую планирующую способность и курсовую устойчивость, но ухудшает маневренность из-за большого радиуса поворота грейдера с моноблочной рамой.

В отличие от бульдозера основной отвал автогрейдера расположен между передними и задними колесами по центру его базы, что обеспечивает высокую точность планировки, поскольку продольная база автогрейдера значительно больше, чем у бульдозера. Однако консольное крепление грейдерного отвала существенно ограничивает его возможности по разработке прочных грунтов.

Во многих случаях в качестве механизма поворота отвала в трехосных машинах применяют червячный редуктор с цилиндрической шестерней на выходном валу, которая входит в зацепление с зубчатым венцом поворотного круга. Кроме того, в ряде моделей трехосных грейдеров и во всех моделях двухосных вращение круга (с неполным поворотом) относительно тяговой рамы производят гидроцилиндрами.

Система управления. Один из вариантов гидросистемы с ручным управлением имеет отечественный трехосный автогрейдер АМКОДОР 165 (рисунок 5.39). Его гидросистема состоит из двух контуров: основной гидросистемы управления рабочим оборудованием и подсистем рулевого управления и управления тормозами.

Основная гидросистема включает два шестисекционных распределителя, которые обеспечивают ручное управление элементов рабочего оборудования, включая 13 гидроцилиндров и гидромотор поворота отвала. Рычаги механического управления золотниками распределительного устройства выведены в кабину с помощью тросов управления. На секциях распределителя установлены гидрозамки к гидроцилиндрам подъема-опускания грейдерного и бульдозерного отвалов, наклона передних колес, выноса отвала, излома рамы, изменения положения рыхлителя.

Подсистема управления тормозами содержит три пневмогидроаккумулятора, которые поддерживают давление в тормозной системе независимо от давления в основной гидросистеме. При этом один из них соединен с контуром стояночного тормоза, а два других — с двумя контурами рабочего тормоза.

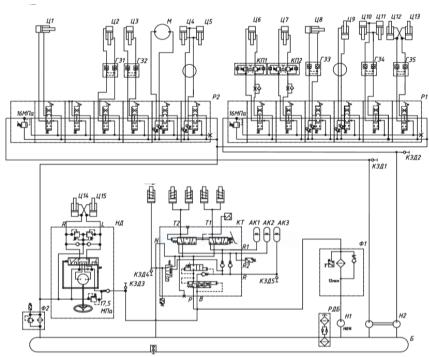


Рисунок 5.39 — Гидросхема автогрейдера АМКОДОР 165: АК1-АК3 — пневмогидроаккумуляторы; Б — бак с рабочей жидкостью; Г31-Г35 — гидрозамки; К3Д1-К3Д5 — клапаны контроля давления; КТ — кран тормозной; КП1, КП2 — клапаны тормозные; М — гидромотор; НД — насос-дозатор; Н1, Н2 — насосы; Р1, Р2 — гидрораспределители; РДБ — горловина заправочная; Ф1, Ф2 — фильтры; Ц1-Ц15 — гидроцилиндры: Ц1 — механизма фиксации; Ц2 — подъема-опускания бульдозерного отвала; Ц3 — наклона передних колес; Ц4, Ц5 — наклона грейдерного отвала; Ц6, Ц7 — подъема-опускания грейдерного отвала; Ц8 — выноса рамы в сторону; Ц9 — выноса грейдерного отвала; Ц10, Ц11 — управления положением рыхлителя; Ц12, Ц13 — излома рамы; Ц14, Ц15 — рулевого управления

Подсистема рулевого управления включает насос-дозатор (гидроруль), который состоит из двух частей: насосной группы и распределительного блока. В рабочем режиме насосная группа работает как гидромотор обратной связи, поворачивая колеса автогрейдера на угол, пропорциональный углу поворота рулевого колеса. В аварийном режиме (в случае отказа питающего насоса) насосная группа дозатора работает как ручной насос.

При необходимости производитель оснащает автогрейдер АМКОДОР 165 автоматизированной системой управления.

Многие модели автогрейдеров имеют комбинированные гидросистемы управления, которые обеспечивают ручное и автоматическое управление отдельными рабочими операциями грейдерного отвала или движением машины.

Один из вариантов такой гидросистемы трехосного автогрейдера представлен на рисунке 5.40.

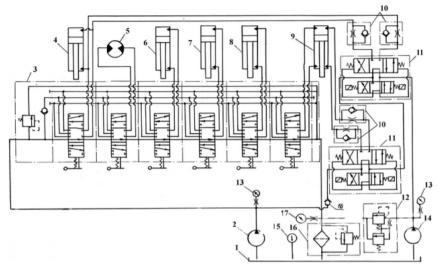


Рисунок 5.40 – Гидросхема автогрейдера:

- 1 гидробак; 2, 14 насосы; 3 гидрораспределитель с ручным управлением;
- 4, 9 гидроцилиндры подъема-опускания отвала; 5 гидромотор поворотного круга;
  - 6 гидроцилиндр навесного оборудования; 7 гидроцилиндр выдвижения отвала;
  - 8 гидроцилиндр выноса тяговой рамы; 10 дроссели с обратными клапанами;
- 11 гидрораспределители с электрогидравлическим управлением; 12 клапан непрямого действия;
   13, 17 манометры; 15 термометр; 16 фильтр со встроенным переливным клапаном;
   18 обратный клапан

В режиме ручного управления насосом 2 рабочую жидкость из гидробака l нагнетают в шестизолотниковый секционный гидрораспределитель 3 с ручным управлением. Все золотники являются трехпозиционными с пружинным возвратом из включенных позиций в нейтральную. Золотниками гидрораспределителя 3 осуществляют ручное управление движениями гидроцилиндров 4 и 9 подъема и опускания левой и правой сторон отвала, навесного оборудования 6, выдвижения отвала 7, а также выноса тяговой рамы 8 и гидромотора 5 вращения отвала. Регулирование скоростей перемещения исполнительных органов производят дросселированием потока в каналах распределителя при перемещении рукояток управления.

В режиме автоматического управления жидкость насосом 14 нагнетают в два последовательно соединенных гидрораспределителя 11 с электрогидравлическим управлением. При этом скорость подъема и опускания отвала гидроцилиндрами 4 и 9 ограничивают дросселями 10 с обратными клапанами. Предохранение от перегрузок в системе автоматического управления осуществляют клапаном 12 непрямого действия.

Современные модели автогрейдеров оснащают автоматизированными системами управления, которые имеют конструктивные и технологические особенности. Их применение зависит от специфики земляных работ и значимости объекта разработки.

Для менее ответственных объектов при профилировании земляного полотна используют традиционные средства профилирования (2D-системы), в том числе копирную и бескопирную системы стабилизации положения рабочего органа. 2D-системы требуют закрепления на местности проектных направлений и плоскостей. Для привязки системы на местности используют копирную струну, лазерный луч или ультразвуковой источник. Далее в бортовой компьютер вводят необходимые параметры (значения выемки или насыпи, уклона и др.) и система выдает управляющие импульсы гидравлике удерживать рабочий орган в определенном положении, копируя заданную поверхность со смещением по высоте (с учетом толщины срезаемого слоя) относительно струны, плоскости лазерного луча и т. д. При этом контроль правильности проведения работ осуществляет машинист непосредственно из кабины с помощью графического дисплея.

Точность реализации проекта на местности зависит от системы позицио-

Точность реализации проекта на местности зависит от системы позиционирования, которую применяют для фиксации положения рабочего органа. В автогрейдерах используют следующие 3D-системы управления. Вопервых, это LPS (локальные системы позиционирования), в основе которых лежит использование роботизированного тахеометра, который обеспечивает точность формирования поверхности земляного полотна около 1 см. Вовторых, это ГНСС (глобальные системы позиционирования), основой которых являются спутниковые приёмники GPS/ГЛОНАСС. Эти системы используют при выполнении работ, требующих меньшей точности (около 2–3 см). Для повышения точности определения положения рабочего органа машины в таких системах используют описанную ранее технологию RTK, которая позволяет получать более точные результаты прямо в движении.

Трансмиссия. Большинство моделей автогрейдеров комплектуют гидромеханической холовой трансмиссией с гипролинамическим компонентом

**Трансмиссия.** Большинство моделей автогрейдеров комплектуют гидромеханической ходовой трансмиссией с гидродинамическим компонентом. Так, трансмиссия автогрейдера с самой распространенной колесной формулой  $1\times2\times3$  состоит из гидротрансформатора, коробки передач с переключением под нагрузкой, заднего моста с главной двухступенчатой передачей и двух бортовых редукторов.

Наиболее сложной является ходовая трансмиссия машин с колесной формулой 1×3×3. Схемы основных ходовых трансмиссий автогрейдеров с этой формулой представлены на рисунке 5.41. Силовой установкой автогрейдера является дизельный двигатель 1. К основным узлам механической ходовой трансмиссии (см. рисунок 5.41, а) относятся муфта сцепления 2, многоступенчатая коробка передач 3, раздаточная коробка 4, главная и карданные передачи, редукторы переднего 4 и заднего 7 мостов, а

также балансирные редукторы  $\delta$ . Варианты гидромеханических трансмиссий с гидродинамическим и гидрообъемным компонентами представлены на рисунке 5.41,  $\delta$  и  $\delta$ .

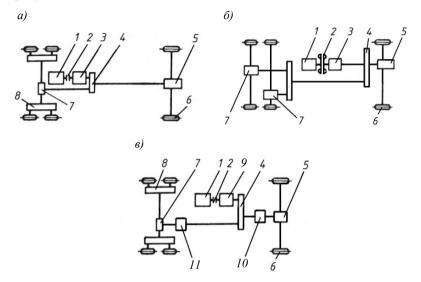


Рисунок 5.41 – Схемы трансмиссий:

- a механическая с балансирной передачей на задние колеса;  $\delta$  гидромеханическая с гидродинамическим компонентом;  $\epsilon$  гидромеханическая с гидрообъемным компонентом;
- I двигатель; 2 муфта сцепления (a, e) или гидротрансформатор  $(\delta)$ ; 3 коробка передач; 4 раздаточная коробка; 5 редуктор переднего моста; 6 колеса; 7 редуктор балансира; 9 гидронасос; 10, 11 гидромоторы

Имеются также автогрейдеры (в основном тяжелого и сверхтяжелого типа) с гидромотор-колесами. Их ходовая трансмиссия — гидромеханическая с гидрообъемным компонентом — включает гидронасос, гидромотор задней тележки и гидромоторы передних колес, а также систему управления.

Типовая кинематическая схема трансмиссии трехосного автогрейдера представлена на рисунке 5.42. Отметим, что эта схема относится как к механической, так и к гидромеханической трансмиссии с гидродинамическим компонентом. В последнем случае вместо муфты сцепления 2 устанавливают гидротрансформатор. Двигатель 1 через коленчатый вал, включенную муфту сцепления 2 и карданную передачу 3 передает вращение ведущему валу 8 коробки передач 5.

В коробке передач имеются две зубчатые муфты 6 и 13. Каждая из муфт может занимать два положения, за счет сочетания которых можно получить четыре частоты вращения выходного вала 11 и, соответственно, четыре скорости передвижения автогрейдера. Например, муфты 6 и 13 занимают пра-

вое положение. При этом вращение от ведущего вала 8 через муфту 6 передается зубчатому колесу 7, затем через зацепление колес 7-9 и 9-12 — выходному валу 11. Затем вращение передается через карданную передачу валу 15, далее главной (конической) 16 и цилиндрической передачам ведущего моста и через полуось 17, редуктор 18 — на ведущие колеса 19.

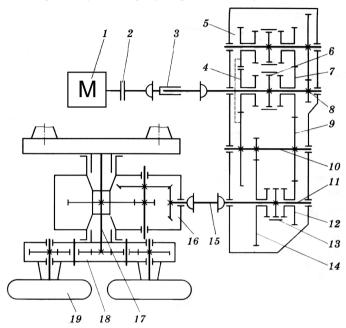


Рисунок 5.42 — Кинематическая схема трехосного автогрейдера: I — двигатель; 2, 6, 13 — муфты; 3, 8, 10, 11, 15 — валы; 4, 7, 9, 12, 14 — зубчатые колеса; 5 — коробка передач; 16 — главная передача ведущего моста; 17 — полуось; 18 — бортовой редуктор; 19 — колесо

Как видно из рисунка 5.42, задняя тележка состоит из корпуса главной передачи 16, двух кожухов ведущих полуосей 17 и двух бортовых редукторов 18 (балансиров) с ведущими колесами 19. Кожухи ведущих полуосей соединены с корпусом главной передачи и образуют корпус заднего моста автогрейдера, который жестко или с помощью блокируемой подвески крепится к раме. Дифференциал заднего моста (блокируемый или повышенного трения) выравнивает крутящий момент на ведущих колесах разных бортов в рабочем режиме, что обеспечивает повышенную проходимость машины. В качестве бортового редуктора используют одноступенчатый зубчатый (см. рисунок 5.42) или цепной редуктор с одним ведущим и двумя ведомыми валами, к которым крепятся ступицы задних колес одного борта.

Роль ведущего вала бортового редуктора 18 играет ведущая полуось 17, которая, в свою очередь, совпадает с осью подшипникового узла, соединяющего редуктор и раму автогрейдера. Такое соединение обеспечивает качание балансира (т. е. бортового редуктора) относительно рамы при движении по неровной поверхности и равномерное распределение нагрузки на колеса.

В гидромеханической трансмиссии вместо муфты сцепления используют гидротрансформатор, который дополняют четырех-шестискоростной коробкой передач, чтобы обеспечить необходимые силу тяги и скорость автогрейдера в широком диапазоне рабочих нагрузок. На каждой передаче скорость передвижения и тяговые характеристики регулируют бесступенчато, что способствует увеличению производительности.

Оснащение трансмиссии гидротрансформатором требует дополнительной гидросистемы для коробки передач. Она служит для подпитки рабочей полости гидротрансформатора, а также для включения фрикционов и смазывания напряжений.

Ходовая трансмиссия автогрейдеров с формулой  $1\times2\times2$  в основном является комбинированной. Она состоит из механического привода заднего ведущего моста и гидромеханического привода с гидрообъемным компонентом переднего ведущего моста. У грейдеров с колесной формулой  $1\times1\times2$  ходовая трансмиссия в основном является механической. Информация о двухосных автогрейдерах приведена в практикуме [6].

Кроме автогрейдеров, до сих пор многие ведущие производители выпускают прицепные грейдеры, которые в ряде случаев являются более экономичными, чем самоходные машины, например, при устройстве и ремонте технологических подъездных дорог на строительных объектах. Они могут работать в комплексе с машинами, оснащенными навигационным оборудованием GPS/ГЛОНАСС, в том числе с автогрейдерами для выполнения финишной планировки поверхности.

Некоторые компании выпускают прицепные грейдеры, у которых отвалы большой длины (до 8,5 м) обеспечивают объем призмы волочения до 17 м<sup>3</sup> грунта. Такие грейдеры буксируют колесными или гусеничными тракторами большой мощности. По сравнению с автогрейдерами буксировка тракторами имеет преимущество в том, что тракторы оснащены колесами большего диаметра или гусеницами, за счет чего имеют более высокое сцепление с грунтом.

К *основным направлениям развития автогрейдеров* следует отнести прежде всего расширение типоразмерных рядов и создание автогрейдеров различной мощности, спроектированных по единой компоновочной схеме. В настоящее время появились машины большой и особо большой мощности, предназначенные для содержания карьерных дорог, а также миниавтогрейдеры мощностью 30–50 кВт для земляных работ малого объема.

Наряду с расширением типоразмерных рядов автогрейдеров их совершенствование идет в следующих направлениях:

- 1) повышение безопасности эксплуатации и комфортности условий труда оператора созданием новых шумоизолируемых кабин с установкой кондиционера, систем защиты оператора от падающих предметов и опрокидывания, улучшением обзорности;
- 2) создание систем микропроцессорного управления машиной, позволяющих взять полностью на себя диагностический контроль всех основных узлов в процессе работы, управлять загрузкой двигателя, вовремя переключать передачи для минимизации расхода топлива;
- 3) активизация (автоматическое подключение привода) передних колес автогрейдера с микропроцессорным управлением их работой;
  - 4) повышение надежности и долговечности узлов и агрегатов;
- 5) развитие модульного метода создания машин, позволяющего применять агрегатный ремонт, упрощающий уход и обслуживание;
- 6) автоматизация управления положением отвала для точного профилирования земляного полотна и слоев дорожной одежды с использованием 2D- и 3D-систем нивелирования;
- 7) расширение технологических возможностей заменой отвала на агрегаты для фрезерования старого и укладки нового дорожного покрытия, а также агрегатированием различного сменного оборудования.

### 5.3.2 Определение основных параметров

Главным параметром автогрейдера является его масса или сила тяжести  $G_a$ . К основным параметрам относятся сила тяги  $T_{\rm cu}$ , мощность двигателя N, рабочая и транспортная скорости  $v_{\rm p}$  и  $v_{\rm tp}$ , параметры отвала ( $L_{\rm ot}$ ,  $H_{\rm ot}$ , r), колея  $B_0$  и база  $L_0$ .

Силу тяжести, кH, можно определить по технологическим характеристикам профилирования земляного полотна

$$G_{\rm a} = \frac{\kappa_{\rm p} \kappa_{\rm c} S}{\xi \varphi_{\rm c_{\rm I}} n},\tag{5.58}$$

где  $\kappa_{\rm p}$  – удельное сопротивление грунта резанию,  $\kappa_{\rm p}$  = 200...240 кПа;

 $\kappa_c$  – коэффициент учета неравномерности сечения стружки,  $\kappa_c$  = 1,3;

S – площадь поперечного сечения кювета,  $M^2$ ,  $S=2,25h^2$ , h – глубина кювета, h=0,3...0,8 м;

 $\xi$  – коэффициент колесной схемы,

$$\xi = \begin{cases} 0.75 - \text{для колесной формулы } 1 \times 2 \times 3, \\ 1.0 - \text{для формулы } 1 \times 3 \times 3; \end{cases}$$

 $\phi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления с грунтом,  $\phi_{\text{сц}}$  = 0,6...0,9 в зависимости от типа грунта;

n — число проходов для создания необходимого профиля земляного полотна, n = 4...6 для грунтов II категории.

*Силу тяги по сцеплению*, к**H**, определяют по сцепной силе тяжести  $G_{\text{сц}}$ :

$$T_{\rm cu} = \varphi_{\rm cu} G_{\rm cu} \,. \tag{5.59}$$

В свою очередь

$$G_{\rm cri} = \xi G_{\rm a}. \tag{5.60}$$

Мощность двигателя в рабочем режиме, кВт, затрачивается на резание, буксование и передвижение автогрейдера:

$$N_{\rm p} = \frac{G_{\rm a} v_{\rm p}}{3.6 \kappa_{\rm H} \eta} \left[ \xi \varphi_{\rm cu} + (\varphi_{\rm cu} + f) \xi \frac{\delta}{1 - \delta} + f \right], \tag{5.61}$$

где  $v_{\rm p}$  – рабочая скорость перемещения машины,  $v_{\rm p}$  = 3,0 . . . 4,5 км/ч;

кн – коэффициент уменьшения мощности из-за неустановившейся нагрузки,  $\kappa_{_{\rm H}} = \begin{cases} 0.88...0.90 - \text{для механической,} \\ 1.0 - \text{для гидромеханической трансмиссии.} \end{cases}$   $\eta - \text{КПД привода, } \eta = \begin{cases} 0.83...0.86 - \text{механического,} \\ 0.73...0.76 - \text{гидромеханического;} \end{cases}$ 

$$\eta - K\PiД$$
 привода,  $\eta = \begin{cases} 0.83...0.86 - \text{механического,} \\ 0.73...0.76 - \text{гидромеханического;} \end{cases}$ 

f – коэффициент сопротивления качению (передвижению), f = 0,07...0,10;

 $\delta$  – коэффициент буксования,  $\delta$  = 0,18...0,22.

Мощность в транспортном режиме, кВт, составляет

$$N_{\rm Tp} = \frac{fG_{\rm a}v_{\rm Tp.max}}{3.6\eta},\tag{5.62}$$

f – коэффициент сопротивления качению, f = 0,04...0,05 для твердого покрытия;

 $v_{\rm Tp.max}$  — максимальная транспортная скорость движения автогрейдера,  $v_{\text{Tp.max}} = 35...50 \text{ км/ч}.$ 

По наибольшему значению мощности, рассчитанной по формулам (5.61) и (5.62), подбирают двигатель силовой установки.

При необходимости можно решить обратную задачу, т. е. мощность, рассчитанную для рабочего режима, проверить в транспортном режиме. Для этого определяют транспортную скорость по формуле

$$v_{\rm rp} = \frac{3.6\eta \, N_{\rm p}}{fG_{\rm a}} \,. \tag{5.63}$$

Скорость не должна превышать максимально возможной транспортной скорости автогрейдера, т. е.  $v_{\text{тр}} \le v_{\text{тр.max}}$ .

Для приближенных расчетов мощности, Вт, силовой установки автогрейдера используют уравнение регрессии:

$$N_{\rm p} = 0.5 \cdot 10^{-7} G_{\rm a}^2 + 10.6 m_{\rm a} - 7837,$$
 (5.64)

где  $m_a$  — общая масса автогрейдера, кг.

Для расчета параметров отвала используют ряд методик, которые различаются точностью оценки.

Один из наиболее простых методов расчета базируется на эмпирических зависимостях, связывающих геометрические характеристики с параметрами автогрейдера.

Длину отвала, м, рассчитывают по эмпирической зависимости

$$L_{\rm or} = (0.70...0.76)\sqrt{m_{\rm a}} + 1.2,$$
 (5.65)

где  $m_a$  — масса машины, т.

Высота отвала, м, связана с его длиной соотношением

$$H_{\rm or} = 0.2L_{\rm or} - 0.12,\tag{5.66}$$

Основные характеристики отвала связаны с параметрами машины (таблица 5.10).

Таблица 5.10 – Характеристики автогрейдеров

Сила тяжести, т	Мощность $W$ , кВт	$L_{ m ot}$ , mm	Hот, мм
< 9	45–55	< 3000	< 500
10–13	65–75	3000-3400	500
14–19	120-130	3400-3700	500-600
> 20	270-320	3600-4300	600-700

Размер базы  $L_0$ , ширину колеи  $B_0$  и радиус поворота автогрейдера выбирают такими, чтобы машина имела наименьшие размеры и соблюдалось условие полного поворота отвала (рисунок 5.43).

Колесная база для трехосного автогрейдера, м,

$$L_0^{\text{min}} = L_0^{\text{min}} + \frac{D_K}{2} + \frac{L_1}{2},$$
 (5.67)

где  $D_{\rm K}$  – внешний диаметр шины, м.

Обычно принимают  $L_0^{\prime \min} = (1, 4...1, 7)L$ .

База для двухосного автогрейдера, м,

$$L_0^{\min} = D_{\kappa} \sqrt{L_{\text{or}}^2 - B_0^2} + 2l_{\kappa}, \qquad (5.68)$$

где  $l_{\rm K}$  – минимальный зазор между колесом и отвалом,  $l_{\rm K}$  = 0,05 м.

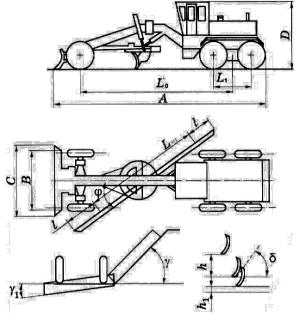


Рисунок 5.43 – Основные параметры автогрейдера:

 $L_0$ ' — колесная база;  $L_1$  — база балансира;  $L_{or}$  — длина отвала; l — боковой вынос отвала;  $\phi$  — угол захвата отвала;  $\delta$  — угол резания;  $\gamma_1$  — угол срезания откосов;  $\gamma$  — угол наклона отвала; h — заглубление отвала;  $h_1$  — дорожный просвет под отвалом; A, B, C, D — габариты автогрейдера

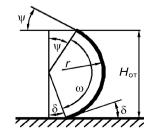
# Колею автогрейдера, м, рассчитывают по формуле

$$B_0 = (0.86...0.87)\sqrt{m_a} {.} {(5.69)}$$

На рисунке 5.44 приведены основные характеристики отвала, за исключением его длины. Как видно из рисунка, углы, характеризующие положение отвала и его элементов в пространстве, связаны соотношением, которое часто используют для проверки правильности расчетов отвала:

$$\delta + \psi + \omega = \pi. \tag{5.70}$$

Рисунок 5.44 — Характеристики отвала:  $\psi - \text{угол опрокидывания;}$   $\delta - \text{угол резания;}$   $\omega - \text{угол дуги отвала;}$  r - радиус кривизны лобового листа отвала;  $H_{\text{от}} - \text{высота отвала}$ 



**Угол резания \delta** отвала в зависимости от вида работ изменяется в пределах  $30-80^{\circ}$ , но обычно принимают  $\delta=30...45^{\circ}$ .

*Угол опрокидывания*  $\psi$  принимают в пределах  $\psi = 65...70^{\circ}$ , чтобы исключить пересыпание грунта через отвал.

Кроме этих углов, важное значение имеет *угол захвата грунта* ф. Его значения зависят от вида выполняемых работ:

- при вырезании грунта  $\varphi = 30...40^{\circ}$ ;
- при перемещении грунта в сторону  $\phi = 65...75^{\circ}$ ;
- при планировочных работах  $\phi = 90^{\circ}$ .

Отвал изготавливают с *радиусом постоянной кривизны, м*, который связан с высотой отвала соотношением

$$r = \frac{H_{\text{oT}}}{\cos \psi + \cos \delta}.$$
 (5.71)

**Тяговый расчет.** Его производят исходя из наиболее сложных условий работы — копания и перемещения грунта. Возможность преодоления возникающих при этом сопротивлений определяют максимальным значением окружной силы на ведущих колесах  $P_0$ , величина которой ограничивается условием сцепления шин с грунтом:

$$\varphi_{\text{cii}}G_{\text{cii}} \ge P_{\text{o}} \ge W \,, \tag{5.72}$$

где W – суммарное сопротивление движению при работе автогрейдера, H.

Суммарное сопротивление в рабочем режиме автогрейдера включает наиболее значимые силы сопротивления:

– сопротивление грунта резанию, Н,

$$W_{\rm p} = 10^{-3} \kappa_{\rm p} F_{\rm c} \,, \tag{5.73}$$

где  $\kappa_p$  – удельное сопротивление грунта резанию, к $\Pi$ а,

$$\kappa_{\rm P} = \begin{cases} 70 - \text{для грунта I категории,} \\ 110 - \text{для грунта II категории,} \\ 170 - \text{для грунта III категории.} \end{cases}$$

В этом случае и  $\kappa_p$ , и  $F_c$  зависят от вида работы: планирование или резание; — *сопротивление перемещению призмы волочения*, H,

$$W_{\Pi} = f_1 G_{\Pi p} \sin \varphi , \qquad (5.74)$$

где  $f_1$  – коэффициент трения грунта по грунту;

 $G_{\text{пр}}$  – сила тяжести призмы волочения, H,

$$G_{\rm np} = \rho_{\rm r} Lg \frac{\left(H_{\rm or} - 0.25h\right)^2}{2\kappa_{\rm p} tg\varepsilon},\tag{5.75}$$

 $\epsilon$  – угол естественного откоса грунта, численно  $\epsilon = \phi_2$ ;

- сопротивление перемещению автогрейдера, Н,

$$W_{\text{nep}} = (f \pm i)G_{\text{a}}, \qquad (5.76)$$

где  $G_a$  – сила тяжести автогрейдера, H;

*f* – коэффициент сопротивления передвижению;

i — уклон;

- сопротивление грунта при движении вверх по отвалу, Н,

$$W_{\rm B} = f_1 G_{\rm np} \cos^2 \delta \sin \varphi, \tag{5.77}$$

где  $f_1$  – коэффициент трения грунта по отвалу,  $f_1 = 0,5...0,6$ ;

 $\delta$  – угол резания;

- сопротивление грунта при движении вдоль отвала, Н,

$$W_{\rm B,I} = f_1 f_2 G_{\rm np} \cos \varphi, \qquad (5.78)$$

где  $f_2$  – коэффициент трения грунта по грунту,

$$f_2 = \begin{cases} 0{,}35 - \text{для песка и супеси,} \\ 0{,}50 - \text{для среднего суглинка,} \\ 0{,}80 - \text{для тяжелого суглинка.} \end{cases}$$

**Расчет механизмов управления рабочими органами**. Его выполняют в следующем порядке:

- 1) выбирают тип привода управления;
- 2) составляют кинематическую схему;
- 3) определяют силовые характеристики привода исполнительных механизмов:
  - 4) определяют исполнительные скорости движения;
  - 5) определяют мощность и передаточные отношения каждого механизма;
  - 6) устанавливают общую мощность привода управления.

Выбор расчетных схем для оценки усилий, действующих в гидроцилиндрах управления рабочими органами автогрейдера, и порядок их расчета представлены в практикуме [6] и других учебных материалах.

**Эксплуатационную производительность**  $\Pi_9$  автогрейдера определяют в зависимости от вида выполняемых земляных работ:

- *по объему V*, м<sup>3</sup>, вырезанного и перемещенного грунта

$$\Pi_{9} = \kappa_{\rm B} \frac{V}{T_{\rm II}}, \tag{5.79}$$

где  $T_{\rm u}$  – время цикла, с,

$$T_{\rm II} = T_{\rm pes} + T_{\rm nep} + 2t_{\rm nob},$$
 (5.80)

 $T_{
m pes}$  — время резания грунта, с;

 $T_{\text{пер}}$  — время перемещения грунта, с;

 $t_{\text{пов}}$  – время, затрачиваемое на повороты, с;

- *по длине*  $L_{\rm II}$ , м, участка профилирования

$$\Pi_{9} = \kappa_{\rm B} \frac{L_{\rm II}}{T_{\rm II}},\tag{5.81}$$

$$T_{\rm II} = \frac{nL_{\rm II}}{v} + t_{\rm IIOB}(n-1),$$
 (5.82)

 $L_{\Pi}$  – длина участка профилирования, м;

v – рабочая скорость автогрейдера, м/с;

n – число проходов, n = 10...16.

#### Контрольные вопросы

- 1 По каким признакам классифицируют бульдозеры?
- 2 Назовите основные конструктивные отличия бульдозеров с неповоротным и поворотным отвалами.
- 3 Из каких сборочных единиц и частей состоит бульдозерно-погрузочное оборудование?
  - 4 Как определить силу тяги бульдозера по двигателю и по сцеплению?
  - 5 С какой целью изменяют угол наклона отвала бульдозера?
  - 6 Для чего бульдозеры оснащают механизмом перекоса отвала?
  - 7 Как влияет угол резания на энергоемкость процесса копания грунта?
- 8 Приведите формулу для определения силы сопротивления грунта резанию и копанию.
- 9 Какие параметры влияют на силу сопротивления перемещению призмы волочения?
  - 10 Как определить силу сопротивления перемещению грунта вверх по отвалу?
- 11 Как влияют параметры отвала (ширина, высота, угол резания) на сопротивление грунта копанию?
- 12 Какие показатели физико-механических свойств грунта оказывают определяющее влияние на его сопротивление копанию?
- 13 Как определить наибольшее сопротивление в призме волочения перед отвалом при копании грунта при различных значениях высоты грунта?
- 14 Как определить максимальный угол уклона бульдозера в рабочем и транспортном режимах?
  - 15 По каким основным признакам классифицируют скреперы?
- 16 Чем отличаются рабочие процессы скреперов с тяговой и принудительной загрузкой?
- 17 Назовите конструктивные особенности скреперного оборудования с тяговой загрузкой.
  - 18 Как осуществляют поворот скрепера?

- 19 Как производят управление рабочими органами самоходного скрепера со свободной загрузкой?
  - 20 В чем состоит условие проходимости скрепера по ширине?
  - 21 Как определить силу сопротивления грунта резанию ножами скрепера?
- 22 Чем отличаются тяговые расчеты самоходных скреперов с тяговой и принудительной загрузкой?
- 23 Рассмотрите и проанализируйте силовые схемы передвижения самоходного скрепера в рабочем и транспортном режимах.
- 24 Приведите уравнение тягового баланса для самоходного скрепера и для системы «скрепер толкач».
- 25 Приведите формулу для определения эксплуатационной производительности самоходного скрепера и оцените временной вклад операций резания грунта и разгрузки ковша.
  - 26 По каким признакам классифицируют автогрейдеры?
  - 27 Назовите основные агрегаты и узлы автогрейдера.
- 28 В чем состоят конструктивные и технологические отличия отвалов автогрейдера и бульдозера?
  - 29 Как осуществляют поворот двух- и трехосных автогрейдеров?
- 30 Какие элементы гидросистемы обеспечивают автоматическое управление рабочими операциями грейдерного отвала?
  - 31 Как определить силу тяги по сцеплению автогрейдера?
- 32 Как управлять положением грейдерного отвала двух- и трехосного автогрейдеров?
- 33 Какие параметры влияют на силу сопротивления перемещению призмы волочения перед грейдерным отвалом?
  - 34 Какие силы сопротивления следует учитывать в тяговом расчете?
- 35 Как влияют параметры отвала (ширина, высота, угол резания) на сопротивление грунта копанию?
- 36 Приведите формулы для определения эксплуатационной производительности автогрейдера при профилировании земляного полотна и при формировании траншеи.

# **6** землеройные машины

**О**пространенным видом землеройных машин. Они служат для разработки грунта и перемещения его в отвал или для погрузки в транспортное средство. Их рабочее оборудование позволяет разрабатывать грунты I–IV категорий, а также разрыхленные мерзлые или скальные грунты. Кроме того, экскаваторы применяют на погрузочно-разгрузочных, планировочных, сваебойных и других работах, используя различные виды сменного рабочего оборудования.

Рабочий процесс одноковшового экскаватора (ОЭ) состоит из последовательно выполняемых операций:

- 1) отделения грунта от массива;
- 2) заполнения им ковша;
- 3) транспортирования грунта в ковше к месту разгрузки;
- 4) разгрузки грунта из ковша;
- 5) возвращения на исходную позицию.
- ОЭ классифицируют по следующим основным признакам:
- *по числу установленных двигателей –* одно- и многомоторные;
- по конструкции ходовой системы гусеничные с нормальной и увеличенной опорной поверхностью, пневмоколесные, на специальном шасси автомобильного типа, на шасси грузового автомобиля или трактора, а также рельсовые и комбинированные пневмоколесно-рельсовые;
  - по типу привода − с механическим, гидравлическим и электрическим;
- по исполнению рабочего оборудования с гибкой (канатно-блочной) и жесткой (гидравлической) подвеской, с телескопическим рабочим оборудованием (экскаваторы-планировщики);
- по исполнению опорно-поворотного устройства полноповоротные и неполноповоротные (с ограниченным углом поворота).

Наибольшее распространение имеют гидравлические ОЭ, производство которых составляет около 80 % от всех одноковшовых экскаваторов.

- ОЭ одна из немногих машин, индексация которой дает о ней достаточно полное представление. Эту индексацию, которая была разработана еще в советское время, до сих пор используют в странах СНГ. Она соответствует ГОСТ 30067–93 и включает условное обозначение экскаватора (ЭО) и шесть индексов:
- 1) первая цифра после букв это размерная группа, т. е. вместимость ковша  $(1-0.15-0.40~\text{m}^3;~2-0.25-0.6~\text{m}^3;~3-0.3-1.0~\text{m}^3;~4-0.65-1.60~\text{m}^3;~5-1.2-2.5~\text{m}^3;~6-1.6-4.0~\text{m}^3;~7-2.5-6.3~\text{m}^3);$

- 2) вторая цифра ходовое устройство (1 гусеничное, 2 гусеничное уширенное, 3 пневмоколесное, 4 специальное шасси, 5 автомобильное шасси, 6 тракторное шасси);
- 3) третья цифра рабочее оборудование (1 с канатной подвеской, 2 с гидравлической, 3 телескопическое оборудование);
  - 4) четвертая цифра порядковый номер модели;
  - 5) пятый индекс (буква А, Б, В и т. д.) очередная модернизация;
- 6) шестой индекс климатическое исполнение (для районов с умеренным климатом обозначение отсутствует, ТВ и ТС для тропического влажного и сухого климата, С северное).

Например, ЭО–3112 — это одноковшовый экскаватор третьей размерной группы (0,40–1,0 м³), с гусеничным ходовым оборудованием, с канатной подвеской рабочих органов, второй модели, для районов с умеренным климатом.

В таблице 6.1 приведены технические характеристики экскаваторов в зависимости от их размерной группы.

Таблица 6.1 – Характеристики экскаваторов различных размерных групп

Группа	Масса, т	Вместимость ковша, м <sup>3</sup>	Мощность, кВт	Тип подвески
1	3,0 3,5 5,5 6,5	0,15–0,40	15–25	Гибкая (Н) Жесткая (Н) Гибкая (П) Жесткая (П)
2	5,5 6,5 8,5 9,5	0,25–0,65	25–40	Гибкая (Нп) Жесткая (Нп) Гибкая (П) Жесткая (П)
3	12,0 16,0	0,40–1,00	40–60	Гибкая (П) Жесткая (П)
4	20,0 25,0	0,65–1,60	60–90	Гибкая (П) Жесткая (П)
5	32,0 40,0	1,00–2,50	90–120	Гибкая (П) Жесткая (П)
6	50,0 70,0	1,60–4,00	100–210	Гибкая (П) Жесткая (П)

 $\Pi$ римечание — H — навесное оборудование на погрузчик, колесный бульдозер и др.;  $\Pi$  — полноповоротный экскаватор; Нп — неполноповоротный экскаватор.

В некоторых западноевропейских классификациях экскаваторы разделяют по силе тяжести на следующие группы: мини — до 5 т; миди — до 8 т; полноразмерные — до 40–50 т; специальные (карьерные и пр.) — более 50 т.

В США (классификация SAE) гусеничные экскаваторы разделяют на 19 групп, которые охватывают машины, имеющие массу от 2 до 150 т, пневмо-колесные – на 6 групп.

В настоящее время экскаваторные заводы СНГ придерживаются различных вариантов индексации. Наряду с упомянутой стандартной, они употребляют собственную (внутризаводскую) и международную (в случае сотрудничества с иностранными фирмами) индексацию. Она дает информацию о конструкции шасси и массе машины с использованием условных обозначений, в частности, EW – автомобильное, EK – пневмоколесное, EC, ET – гусеничное. Например, EW-1400 – экскаватор на автомобильном шасси массой 14 т.

### 6.1 Гидравлические одноковшовые экскаваторы

Одноковшовый гидравлический экскаватор (ГОЭ) (рисунок 6.1) — это экскаватор с жесткой подвеской рабочего оборудования, элементы которого соединены между собой и с базовой машиной жесткими шарнирными сочленениями.

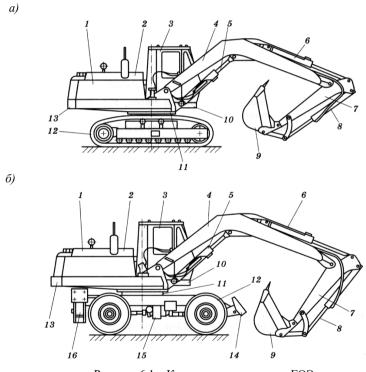


Рисунок 6.1 — Конструктивные схемы ГОЭ: a — на гусеничном ходу;  $\delta$  — на колесном ходу;

I — силовая установка; 2 — капот; 3 — кабина; 4 — стрела; 5 — гидроцилиндр управления стрелой; 6 — гидроцилиндр управления рукоятью; 7 — рукоять; 8 — гидроцилиндр управления ковшом; 9 — ковш; 10 — поворотная платформа; 11 — опорно-поворотное устройство; 12 — ходовое устройство; 13 — противовес; 14 — бульдозерный отвал; 15 — трансмиссия; 16 — выносная опора

ГОЭ имеют следующие конструктивные, технологические и эксплуатационные преимущества по сравнению с экскаваторами с гибкой подвеской (канатными):

- 1) повышение надежности за счет непосредственного воздействия привода на исполнительные органы (без применения сложных механических трансмиссий, снабженных муфтами, тормозами, коробками передач и т. д.);
- 2) снижение материалоемкости за счет рациональной компоновки агрегатов и отсутствия громоздких механических передач (масса ГОЭ в 1,5–2,0 раза меньше, чем масса канатного при одинаковой вместимости ковша);
- 3) повышение производительности за счет реализации значительно больших (в 2—4 раза) усилий на режущей кромке ковша (из-за более полного использования всей массы экскаватора);
  - 4) расширение технологических возможностей:
- за счет более высокой маневренности, большей точности изменения скорости и направления движения (например, при копании поворотом ковша);
  - путем использования большего числа сменного рабочего оборудования;
- 5) снижение энергоемкости процесса копания в 1,5-1,7 раза (на  $1 \text{ м}^3$  грунта) и реализация более высоких рабочих усилий (при одинаковой мощности).

#### 6.1.1 Конструкции и устройство

Одноковшовые экскаваторы имеют одинаковую базовую часть, состоящую из нижней рамы с ходовым устройством 12 и поворотной платформой 10. Поворотная платформа опирается на нижнюю раму и поворачивается на ней с помощью опорно-поворотного устройства 11.

Основной металлоконструкцией полноповоротного экскаватора является поворотная платформа 10, на которой установлены рабочее оборудование 4–9, силовая установка 1, кабина 3 с системой управления и механизм поворота.

В ГОЭ рабочее и ходовое оборудование, поворотное устройство приводят с помощью гидроцилиндров и гидромоторов.

Двигатель внутреннего сгорания приводит в действие гидронасосы, установленные на поворотной платформе. В свою очередь, насосы подают рабочую жидкость в гидроцилиндры рабочего оборудования и гидромоторы поворотного и ходового устройств. Кроме того, в состав гидравлической системы входят масляные баки, распределительная, регулирующая и контролирующая аппаратура (рисунок 6.2).

Воздействие привода на исполнительные механизмы рабочего оборудования экскаватора происходит через трубопроводы, подающие от насосов рабочую жидкость в исполнительные рабочие цилиндры, штоки которых воздействуют на рабочие органы через простые рычажные системы. Подвод трубопроводов к гидроцилиндрам осуществляется гибкими шлангами.

Рабочее давление в гидравлических одноковшовых экскаваторах составляет 20–35 МПа, увеличение давления до 50 МПа позволяет уменьшить массу и габариты гидрооборудования.

Механические передачи (в основном, зубчатые) частично сохранились в исполнительных механизмах и некоторых рабочих органах: в механизме передвижения, механизме поворота, сверлах, бурах и другом сменном оборудовании.

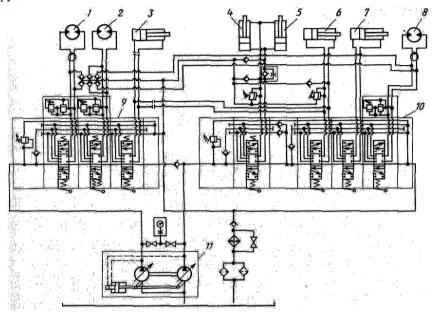


Рисунок 6.2 — Гидросхема полноповоротного экскаватора на гусеничном ходу: 1, 8 — гидромоторы механизма передвижения; 2 — гидромотор поворота платформы; 3 — гидроцилиндр поворота верхней секции стрелы; 4, 5 — гидроцилиндры подъема-опускания стрелы; 6 — гидроцилиндр поворота рукояти; 7 — гидроцилиндр поворота ковша; 9, 10 — блоки гидрораспределителя; 11 — сдвоенный регулируемый насос

Благодаря перечисленным достоинствам  $\Gamma$ ОЭ способны разрабатывать все грунты I–IV категорий, многие грунты V категории (в зависимости от вида рабочего оборудования) без рыхления и наименее крепкие грунты VI категории (уголь, известняк, ракушечник, мел, глина, мерзлые грунты).

Специфика конструкции и расширенные технологические возможности обусловливают:

- повышенные требования к материалам и конструкциям;
- надежность уплотнений;
- повышенную точность изготовления деталей гидрооборудования.

По исполнению опорно-поворотных устройств ГОЭ подразделяют на два вида: полноповоротные и неполноповоротные (навесные).

**Механизм поворота** должен обеспечить прямое и возвратное вращения поворотной платформы. В режиме копания платформа должна быть зафиксирована тормозом.

На рисунке 6.3 показано опорно-поворотное устройство полноповоротного экскаватора, которое обеспечивает поворот платформы и передачу нагрузки от поворотной платформы на ходовое устройство. Опорно-поворотный круг *I* закреплен на ходовой раме и снабжен внутренним зуб-

чатым венцом 2. В постоянном зацеплении с ним находится шестерня поворота (бегунковая шестерня) 3. Гидрообъемный привод от гидромотора через редуктор 4 сообщает вращение шестерни 3, которая обегает зубчатый венец 2 и обеспечивает поворот платформы относительно ходового устройства.

Механизм поворота платформы приводят в действие *высоко*- или *низкомоментным гидромотором* с зубчатыми передачами.

Высокомоментный гидромотор обеспечивает достаточно большой крутящий момент на своем выходном валу, поэтому используют только одну механическую передачу: шестерня — зубчатый венец.

3 2

Рисунок 6.3 — Опорно-поворотное устройство: I — поворотный круг; 2 — зубчатый венец; 3 — обегающая шестерня;

4 – гидрообъемный мотор-редуктор

Низкомоментный гидромотор не может обеспечить достаточный крутящий момент, поэтому для его увеличения необходимо использовать между валом гидромотора и обегающей шестерней редуктор (как правило, трех- или двухступенчатый цилиндрический или двухступенчатый планетарный). На рисунке 6.4 представлена конструктивная схема механизма поворота, который состоит из низкомоментного гидромотора 8 и двухступенчатого цилиндрического редуктора.

При включении гидромотора 8 срабатывает гидротолкатель 6 нормально замкнутого тормоза, отключая его, и освобождается муфта 7. Крутящий момент от вала 9 гидромотора 8 через муфту 7, быстроходную (вал-шестерня 11 – зубчатое колесо 12) и тихоходную (вал-шестерня 5 – зубчатое колесо 4) ступени редуктора 10 передается на шестерню-бегунок 1, которая обкатывается по зубчатому венцу опорно-поворотного устройства (на рисунке не показан). При этом поворачиваются редуктор 10 и соединенная с ним болтами 3 поворотная платформа вокруг вертикальной оси.

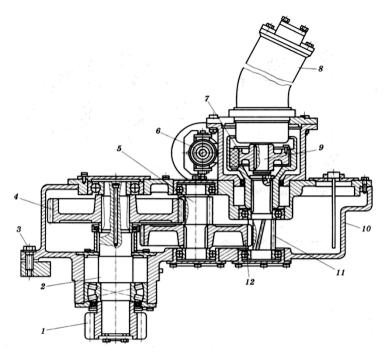


Рисунок 6.4 – Механизм поворота экскаватора:

I — шестерня-бегунок; 2 — вал механизма поворота; 3 — болт крепления редуктора к поворотной платформе; 4, 12 — зубчатые колеса; 5, 11 — валы-шестерни; 6 — гидротолкатель тормоза; 7 — муфта; 8 — гидромотор; 9 — вал гидромотора; 10 — редуктор

**Ходовую систему** используют для маневрирования и перемещения машины. Кроме того, через него на опорную поверхность передают силу тяжести экскаватора и силы взаимодействия рабочего органа с грунтом. Система включает раму, гусеничный или колесный движитель, механизм их привода и торможения. Она имеет особенности, обусловленные типом движителя.

**Для гусеничного ходового оборудования** привод каждой гусеницы индивидуален (рисунок 6.5) и состоит из низкомоментного гидромотора 11 и трехступенчатого цилиндрического редуктора 12.

Гусеница I представляет собой замкнутую цепь и з траков (стальных литых или штампованных элементов), связанных между собой пальцевыми шарнирами. Ее фиксируют относительно рамы с помощью опорных катков 9, поддерживающих роликов 8, а также ведущей 5 и натяжной 10 звездочек. Ходовая рама, установленная на гусеничной тележке, состоит из двух продольных 7 и двух поперечных 4 балок. К ней приваривают литую обечайку 3, к которой болтами крепят зубчатый венец опорно-поворотного устройства.

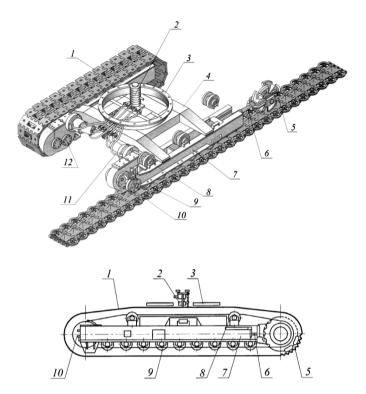


Рисунок 6.5 – Гусеничная ходовая тележка экскаватора:

1 — гусеничная лента; 2 — коллектор; 3 — опорная обечайка опорно-поворотного устройства; 4 — поперечная балка рамы; 5 — ведущее зубчатое колесо (звездочка); 6 — механизм натяжения гусеничной ленты; 7 — продольная балка рамы; 8 — поддерживающий ролик; 9 — опорный каток; 10 — натяжное колесо; 11 — гидромотор; 12 — бортовой редуктор

## **Для пневмоколесного ходового оборудования** имеется два типа привода:

- 1) привод ходового оборудования включает один гидромотор, который через двухступенчатую коробку передач сообщает движение переднему и заднему мостам ходового устройства. Выходной вал коробки передач одним концом соединен с передним мостом, а другим концом с задним мостом (рисунок 6.6);
- 2) индивидуальный привод ходового оборудования, т. е. привод колес осуществляют по схеме «мотор колесо», что исключает громоздкие промежуточные звенья механического привода, а мощность гидромотора реализуют непосредственно на колесе через ступичный планетарный редуктор.

На рисунке 6.6 представлен вариант наиболее распространенной схемы ходовой тележки колесного экскаватора, имеющего один гидромотор хода. На раме 7 располагают опорно-поворотное устройство 3, отвал 12 и балку

откидных опор I, а также кронштейны для установки заднего моста 2, оси 9 балансирной подвески переднего моста 8, центральный коллектор 4 и водило 11. Откидные опоры 1 и отвал 12 обеспечивают устойчивость экскаватора при копании.

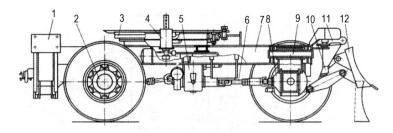
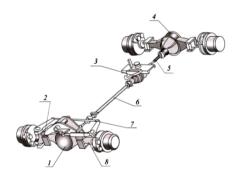


Рисунок 6.6 — Пневмоколесная ходовая тележка экскаватора: 1 — откидная опора; 2, 8 — задний и передний мосты; 3 — опорно-поворотное устройство; 4 — центральный коллектор; 5 — коробка передач; 6 — карданный вал; 7 — рама; 9 — ось балансирной подвески; 10 — гидроцилиндр отвала; 11 — водило; 12 — отвал

На рисунке 6.7 показан вариант привода хода пневмоколесного экскаватора. Пневмоколесное ходовое устройство обычно применяют на экскаваторах до четвертой размерной группы, масса которых не превышает 20 т, поскольку оно оказывает на порядок большее давление на опорную поверхность по сравнению с гусеничным.



# Рисунок 6.7 – Схема привода мостов механизма передвижения экскаватора:

I — картер главной передачи; 2, 8 — картеры полуоси переднего моста; 3 — коробка передач; 4 — задний приводной мост; 5, 6 — карданные валы; 7 — механизм управления поворотом передних колес

В экскаваторах применяют в основном *гидрообъемные передачи*, поскольку их рабочий процесс происходит на малых скоростях и при больших тяговых усилиях. На рисунке 6.8 приведена схема гидромеханической трансмиссии с гидрообъемным компонентом пневмоколесного экскаватора. Привод хода осуществляют от гидромотора 15 через коробку передач, карданную передачу, ведущие мосты 9 и 14, конечные передачи на ведущие колеса, привод поворота — от гидромотора 5 через зубчатые передачи на

шестерню 6, которая обегает зубчатый венец 7, приводя в движение поворотную платформу экскаватора. Такие трансмиссии, наряду с обеспечением привода хода и поворота, выполняют функции тормозных систем, которые блокируют движение машины при остановке двигателя. Их используют не только в экскаваторах, но и в бульдозерах, катках и других машинах.

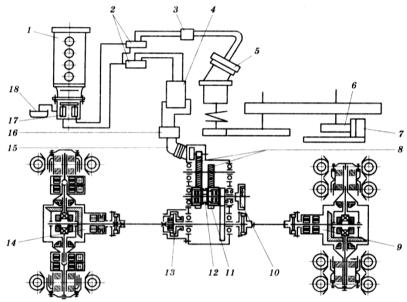
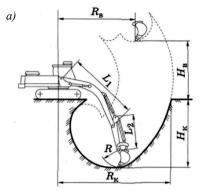


Рисунок 6.8 — Схема привода механизмов хода и поворота экскаватора: 1 — дизельный двигатель; 2 — блоки гидрораспределителя; 3, 4 — клапанные блоки; 5 — гидромотор поворота платформы; 6 — обегающая шестерня; 7 — зубчатый венец; 8 — шестерни первой и второй передач механизма хода; 9 — задний ведущий мост; 10 — тормоз механизма хода; 11 — подшипник; 12 — зубчатая полумуфта переключения передач; 13 — зубчатая полумуфта включения переднего ведущего моста; 14 — передний ведущий мост; 15 — гидромотор привода хода; 16 — центральный коллектор; 17 — сдвоенный насос; 18 — бак рабочей жидкости

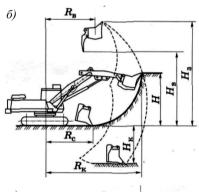
На рисунке 6.9 представлены основные параметры технологического процесса экскаватора со сменным рабочим оборудованием (ковшами «обратной» и «прямой» лопаты, а также грейфера).

Рабочий процесс «обратной» лопаты (расчетного рабочего оборудования) обеспечивается передачей движения ковшу с помощью соответствующих гидроцилиндров. Характер движения ковша зависит от конкретных условий. Наполнение ковша можно производить поворотом ковша, поворотом рукояти и подъемом стрелы или совмещая все эти движения. Наибольшее распространение имеет совмещенное копание: на начальном этапе используют движение рукояти, а в конце поворачивают ковш, обеспечивая

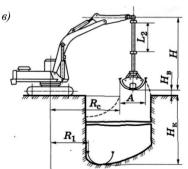
его заполнение. Как правило, стрелу используют только для установки ковша в исходное положение, а также для его перевода в транспортное положение. При разгрузке используют повороты рукояти и ковша.



 $R_{\text{в}}$  — радиус выгрузки;  $H_{\text{в}}$  — высота выгрузки;  $H_{\text{к}}$  — глубина копания;  $R_{\text{к}}$  — радиус копания;  $L_1$  — длина стрелы;  $L_2$  — длина рукояти; R — радиус поворота ковша



 $R_{\rm B}$  — радиус выгрузки;  $R_{\rm c}$  — радиус копания на уровне стоянки;  $R_{\rm K}$  — радиус копания;  $H_3$  — наибольшая высота копания



 $R_1$  — радиус копания на максимальной глубине;  $R_{\rm c}$  — радиус копания на уровне стоянки;  $H_{\rm K}$  — глубина копания; H — высота грейфера с удлинителем;  $L_2$  — длина рукояти; A — ширина ковша (ширина копания);

 $H_{\scriptscriptstyle \rm B}$  – просвет ковша

Рисунок 6.9 — Основные параметры процесса копания  $\Gamma$ ОЭ: a — «обратной» лопатой;  $\delta$  — «прямой» лопатой;  $\epsilon$  — грейфером

**Рабочее оборудование**. Оно включает стрелу (коренную и удлиняющую секции), рукоять, гидроцилиндры подъема стрелы, рукояти и ковша.

ГОЭ снабжают разнообразным сменным рабочим оборудованием, благодаря чему он является наиболее универсальной строительной машиной:

- 1) ковшами погрузчика, «прямой» и «обратной» лопатой, которые обеспечивают разработку узких траншей, планировку откосов, разработку канав и каналов шириной от 0,25 до 5 м с зубьями (до 10 штук) и без них;
  - 2) сменными рукоятями и стрелами;
- 3) грейферами (двух- и многочелюстными, с круглыми захватами, с зубьями и без них, с накопителями);
- 4) молотами (пневмо- и гидро-) со сменными рабочими инструментами (зубьями, клиньями, ломами, трамбовками, бурами, сверлами и др.);
  - 5) пилами, крановыми подвесками, бульдозерными отвалами и др.;
  - 6) оборудованием (вставками) со смещенной осью копания.

На рисунке 6.10 представлены некоторые виды сменного рабочего оборудования ГОЭ.

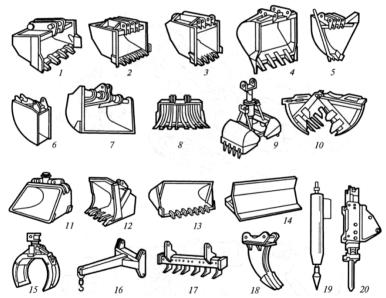


Рисунок 6.10 – Сменные рабочие органы ГОЭ:

1-3 - ковши «обратных» лопат для различных грунтов; 4 - ковш «прямой» лопаты;
 5 - ковш для дренажных работ; 6 - ковш для рытья узких траншей; 7 - ковш для планировочных работ; 8 - ковш для зачистных работ; 9 - двухчелюстной грейфер для рытья траншей;
 10 - двухчелюстной грейфер для погрузки крупнокусковых материалов;
 11-13 - погрузочные ковши;
 14 - бульдозерный отвал для засыпки траншей;
 15 - захват для погрузки труб;
 16 - крановая подвеска;
 17,
 18 - много- и однозубый рыхлители;

19, 20 – гидро- и гидропневмомолоты

Ведущие производители оснащают экскаваторы гидравлическими системами быстрой смены рабочих органов, которые обеспечивают замену оборудования менее чем за 30 с без выхода из кабины оператора, что значительно увеличивает производительность. Экскаваторы имеют расширенные технологические возможности при работе на резко пересеченной местности за счет возможности наклона поворотной платформы на 15° от вертикали, что обеспечивает повышенную устойчивость и позволяет компенсировать уклоны местности величиной до 27 %.

**Ковш** является основным рабочим органом. К нему предъявляются требования, обусловленные его технологическими функциями:

- 1) высокая прочность элементов ковша;
- 2) рациональная конструкция, обеспечивающая минимальную энергоемкость копания и оперативную смену оборудования.

Он крепится к рукояти с помощью рычажных механизмов, обеспечивающих ему достаточную подвижность.

На рисунке 6.11 представлена конструкция ковша «обратной» лопаты, который является основным (и расчетным) рабочим органом ГОЭ как полно-, так и неполноповоротных. Он имеет режущий периметр, который состоит из горизонтального 2, т. е. режущей кромки (с зубьями 2 или без них), и вертикальных профилей боковых стенок 4 с боковыми зубьями 3. Крепление ковша (рисунок 6.12) производят в основном при помощи двухзвенного рычажного механизма, состоящего из тяги 3 и рычага 4, который обеспечивает ковшу необходимые угол поворота и усилие копания.

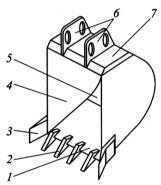


Рисунок 6.11 – Ковш «обратной» лопаты:

1 – горизонтальный режущий профиль;
 2 – зуб;
 3 – боковой зуб;
 4 – боковая стенка с вертикальным режущим профилем;
 5 – днище;
 6 – монтажные кронштейны с проушинами;
 7 – коробка жесткости

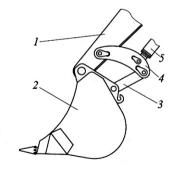


Рисунок 6.12 — Механизм крепления ковша к рукояти: 1 — рукоять; 2 — ковш; 3 — тяга; 4 — рычаг (коромысло); 5 — гидроцилиндр поворота ковша

Для разработки прочных и скальных грунтов используют тяжелые ковши уменьшенной вместимости, для грунтов II—III категорий — ковши стандартной вместимости, для слабых грунтов — облегченные ковши увеличенной вместимости (см. рисунок 6.10, поз. I-3).

Одним из направлений расширения технологических возможностей экскаватора является введение дополнительного приспособления – ротатора (от англ. to rotate – поворачивать, вращать), которое увеличивает диапазон изменения положения ковша. Ротатор представляет собой, как правило, гидравлическое поворотное устройство, которое устанавливают между рукоятью и ковшом. Для этих целей используют высокомоментный пластинчатый гидромотор, совмещенный с шарнирным соединением, управление которым осуществляют из кабины машиниста с помощью встроенного распределительного блока. Вращение ротатора происходит за счет подачи рабочей жидкости в механизм (под давлением 20 или 25 МПа) через гидрораспределитель. Через ротатор подается рабочая жидкость и на гидроцилиндры конечного элемента рабочего органа, в частности, на гидроцилиндр ковша. Он обеспечивает вращение ковша на 360°. Наличие ротатора позволяет, не меняя рабочего органа и положения экскаватора, производить копание, отсыпку, планировку или уплотнение грунта. В частности, ротатор позволяет оперативно переходить из режима «прямой» лопаты в режим «обратной» лопаты экскаватора.

Компании по их производству («Baltrotors», «Indexator», «Ferrari», «Finn-Rotor» и др.) выпускают ротаторы различных типоразмеров и моделей, которые охватывают широкий диапазон значений технических характеристик. Так, их собственная масса составляет  $20{\text -}150$  кг, грузоподъемность — от 1 до 30 т, крутящий момент — от 720 до 4100 Н м. В некоторых случаях используют механический привод в виде червячного редуктора.

Следует отметить, что спектр использования ротаторов чрезвычайно широк и не ограничивается только одноковшовыми экскаваторами. Их применяют на гидроманипуляторах, кранах-погрузчиках, перегружателях различных грузов, форвардерах, харвестерах, буровых установках и других машинах, где требуется вращательное движение захватывающего устройства.

*Стрелу* рабочего оборудования выполняют как моноблочной, так и сочлененной. Ее конструкция и габариты должны отвечать ряду требований:

- 1) возможность опускания ниже горизонта на угол до 30°;
- 2) зазор между стрелой и гусеницами должен быть не менее 200-250 мм;
- 3) в сочлененной стреле угол между коренной и удлиняющей секциями составляет 120–130°.

Как известно, стрелы ГОЭ испытывают переменные нагрузки от сжатия, изгиба и кручения. Поэтому они имеют коробчатое сечение, которое

выполняют из гнутых профилей или сварными (из листовой стали), что обеспечивает их высокую усталостную прочность.

Моноблочная стрела 1 (рисунок 6.13) представляет собой изогнутую по длине балку, которая усилена внутренними диафрагмами жесткости и оснащена наружными кронштейнами 5 для крепления гидроцилиндров 6 рукояти, а также проушинами 4 и 7 на концах для шарнирного соединения с поворотной платформой и рукоятью.

**Рукоять** 8 (см. рисунок 6.13) также имеет коробчатое сечение с внутренними диафрагмами жесткости и накладками в местах крепления к стреле, ковшу и штокам гидроцилиндров. Она содержит кронштейны для крепления гидроцилиндров и проушины для соединения с ковшом и стрелой. Из-за больших динамических нагрузок, возникающих при повороте, ширину рукояти принимают больше ее высоты. Высота поперечного сечения балок рукояти не является постоянной по длине: со стороны стрелы она больше, чем со стороны ковша в 1,6–1,8 раза. У длинных рукоятей высота балок увеличивается на 20–30 % по сравнению со стандартными. Как правило, рукоять крепится между боковыми стенками коробчатой балки стрелы. Количество рукоятей зависит от типоразмера экскаватора и составляет:

- -4-8 для экскаватора массой менее 30 т;
- -3—4 для экскаватора массой более 30 т.

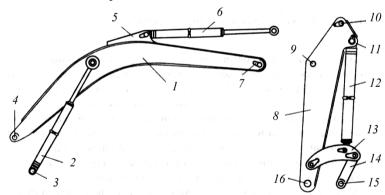


Рисунок 6.13 – Основное рабочее оборудование:

1 – моноблочная стрела; 2, 6, 12 – гидроцилиндры стрелы, рукояти и ковша; 3 – шарнир крепления гидроцилиндра стрелы к проушинам поворотной платформы; 4, 7 – проушины стрелы для крепления к поворотной платформе и рукояти; 5, 11 – кронштейны крепления гидроцилиндров рукояти и ковша; 8 – моноблочная рукоять; 9 – гнездо шарнира рукояти для крепления к стреле; 10 – проушина под шток гидроцилиндра рукояти; 13 – коромысло; 14 – тяга; 15, 16 – гнезда верхнего и нижнего шарниров ковша

Как правило, гидравлические одноковшовые экскаваторы имеют 3-4 рукояти «обратной» лопаты различной длины, включая длинные – для подводных работ и мелиорации.

Спектр полноповоротных ГОЭ, которые производят различные компании, очень широк как по типоразмерам моделей, так и по их технологическим возможностям. В условиях жесткой конкурентной борьбы за рынок и всё возрастающих запросов потребителей ведущие производители Европы, Азии и США постоянно совершенствуют свою продукцию. Основные параметры их экскаваторов (масса и габариты, мощность двигателя, вместимость ковша и параметры рабочей зоны, характеристики гидросистемы, механизмов хода и поворота) незначительно отличаются друг от друга. Машины обладают высоким уровнем экономичности, эргономичности и экологической безопасности. Практически все они снабжены энергосберегающими системами электронного управления, которые автоматически обеспечивают оптимальное использование мощности двигателя для различных режимов земляных работ, т. е. высокий уровень основных технических характеристик присущ всем приведенным машинам.

На территории СНГ налажен серийный выпуск строительных экскаваторов III–VI размерных групп на основе единых конструктивных схем с широкой унификацией агрегатов, сборочных единиц и гидроаппаратуры.

В условиях рыночной экономики продукция отечественного машиностроения также должна соответствовать мировому уровню или даже превосходить его. В Беларуси также производят полноповоротные экскаваторы. ОАО «Кохановский экскаваторный завод» выпускает одноковшовые гидравлические экскаваторы третьей размерной группы на гусеничном и пневмоколесном ходу. Гусеничные экскаваторы ЭО-3223 производят с 1997 года. Мощность силовой установки составляет 77 кВ, давление в основной гидросистеме 32 МПа. При продолжительности рабочего цикла 16 с их техническая производительность достигает 95 м³/ч. При массе 15 т давление на грунт при ширине гусениц 900 мм не превышает 28 кПа. Экскаваторы снабжают различными ковшами (экскавационными, очистными, профильными и решетчатыми различной вместимости). В настоящее время ОАО «Амкодор-КЭЗ» выпускает модернизированный вариант машины в новой комплектации (модели Амкодор 914), технологические возможности которой значительно расширены. Масса машины увеличена до 15,9 т за счет применения высококачественных комплектующих ведущих мировых производителей. Предприятие также выпускает гидравлические экскаваторы на гусеничном ходу (модели Амкодор 923) с вместимостью ковша 1,0 м³. Масса машины составляет 23 т, давление на грунт имеет небольшие значения: при ширине гусениц 600 мм – 90, при ширине 900 мм – 60 кПа. При мощности двигателя 161 л. с. достигается глубина копания – 6,8 м, высота выгрузки – 6,7 м.

Пневмоколесные экскаваторы модели EW 1400 третьей размерной группы оснащают двигателем (Д-245.9), который при мощности насосной установки 51,5 кВт обеспечивает производительность до 95 м<sup>3</sup>/ч.

До недавнего времени на ОАО «Жлобинский механический завод «Днепр» производили гусеничные гидравлические экскаваторы модели Dnepr ET 2301 с вместимостью ковша «обратной» лопаты  $0,9-1,2\,\mathrm{m}^3$ . Мощность двигателя составляла  $121\,\mathrm{kBt}$ , эксплуатационная масса  $-23\,\mathrm{t}$ .

Одним из основных производителей полноповоротных экскаваторовпланировщиков является белорусское предприятие «Святовит», которое выпускает телескопические экскаваторы-планировщики на базе автомобильных шасси (MA3, KaMA3, Урал, КрА3, Volvo) и на гусеничном ходу (ЕС-22-К2).

На рисунке 6.14 представлена схема базовой модели экскаватора четвертой размерной группы EW-25-M1, для которой используют шасси автомобилей MA3-630303 (6×4) и MA3-631705 (6×6).

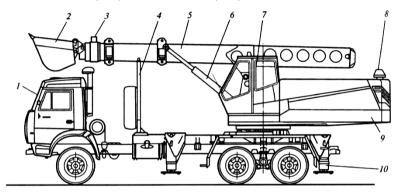


Рисунок 6.14 – Экскаватор-планировщик EW-25-M1:

I — базовое шасси; 2 — ковш; 3 — выдвижная секция стрелы; 4 — стойка; 5 — основная секция стрелы; 6 — гидроцилиндр подъема-опускания стрелы; 7 — кабина оператора; 8 — двигатель экскаваторного оборудования; 9 — поворотная платформа;

10 – выносная гидравлическая опора (аутригер)

Ее основными частями являются базовое шасси I, поворотная платформа 9 с силовой установкой и кабиной оператора 7, а также телескопическое рабочее оборудование. Оно включает основную 5 и выдвижную 3 секции стрелы прямоугольного сечения, гидроцилиндры 6 подъема и опускания стрелы, механизмы выдвижения и втягивания стрелы, поворота ковша 2 относительно собственной оси и продольной оси стрелы.

Конструкция рабочего оборудования планировщика модели EW-25-M1 обеспечивает следующие рабочие движения (рисунок 6.15):

- прямолинейное движение рабочего органа при изменении длины телескопической стрелы (ход стрелы  $l_{\rm c}$  достигает 4,15 м);
- подъем на угол до 30° с максимальной высотой копания 8,0 м и опускание на угол до 60° с максимальной глубиной копания 5,45 м;
- поворот ковша относительно оси его подвески на угол до  $152^{\circ}$  и вокруг продольной оси стрелы на угол  $360^{\circ}$ .

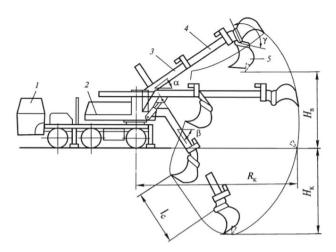


Рисунок 6.15 — Схема рабочей зоны экскаватора-планировщика: I — базовое шасси; 2 — поворотная платформа; 3, 4 — наружная и внутренняя секции стрелы; 5 — ковш;  $H_{\rm K}$  — максимальная глубина копания;  $H_{\rm B}$  — максимальная высота разгрузки;  $R_{\rm K}$  — максимальный радиус копания на уровне стоянки;  $l_{\rm C}$  — ход телескопического удлинения стрелы;  $\alpha$  — угол подъема стрелы;  $\beta$  — угол опускания стрелы;  $\gamma$  — угол поворота ковша

Дополнительное оборудование в виде удлинителя стрелы увеличивает радиус копания с 10,45 до 11,80 м.

В таблице 6.2 представлены технические характеристики экскаваторовпланировщиков четвертой размерной группы отечественного СП «Святовит», а также украинских, российских и словацких производителей.

Таблица 6.2 – Технические характеристики экскаваторов-планировщиков

Параметр	EW-25-T1 (ЭО-4431)	EW-25-M1	EW-20-U1 (9O-4531)	ATEK 012A	3TM-220	UDS- 214.1
БШ	M3KT- 8007	MA3- 63038	Урал-4320	КрАЗ- 65101	КамА3- 53228	Tatra 815-2
КФ	6×6	6×4	6×6	6×4	6×6	6×6
$N_{\rm III}$ , к ${ m B}{ m T}$	176	176	176	176	191	170
$N_{\rm 9}$ , кВт	74,0	74,0	74,0	73,6	74	84,5
т, т	24,8	25,0	22,9	22,7	19,5	22,0
$H_{\text{коп}}$ , м	5,3	5,5	5,0	4,5	5,7	5,3
$q_{\rm K},{ m M}^3$	0,63	0,63	0,63	0,55	0,50	0,60
$P_{\text{коп}}$ , кН	80	80	80	62	90	_
l <sub>c</sub> , м	4,15	4,15	3,70	3,40	3,70	4,15
П, м <sup>3</sup> /ч	95	95	95	92	92	108

Примечание — БШ — базовое шасси; КФ — колесная формула;  $N_{\rm m}$  — мощность двигателя шасси;  $N_{\rm 9}$  — мощность двигателя экскаватора;  $m_{\rm 9}$  — масса экскаватора;  $H_{\rm kon}$  — глубина копания;  $q_{\rm k}$  — вместимость основного ковша;  $P_{\rm kon}$  — усилие копания при повороте ковша;  $I_{\rm c}$  — ход телескопирования стрелы;  $\Pi$  — производительность.

Планировщик на гусеничном ходу модели EC-22-K2 оснащают сменными траками шириной 600 и 900 мм, которые обеспечивают ему повышенную проходимость по сравнению с колесным планировщиком.

В комплект рабочего оборудования планировщика входят несколько быстросъемных рабочих органов, в том числе ковши, отвал, кирковщик, рыхлительный зуб и др. (рисунок 6.16), что существенно расширяет технологические возможности экскаватора.

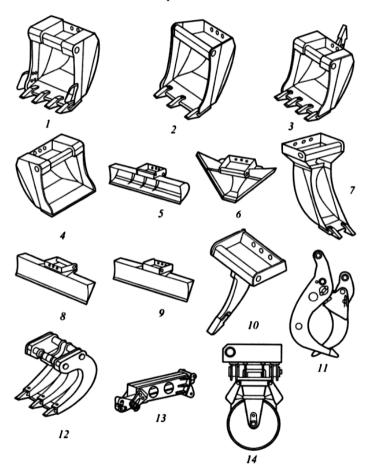


Рисунок 6.16 — Сменные рабочие органы экскаватора-планировщика: I-3 — ковши различной вместимости с зубьями для копания; 4 — ковш облегченный вместимостью  $0.8 \text{ м}^3$  для копания; 5 — планировочный ковш; 6 — профильный ковш; 7 — траншейный ковш; 8 — планировочный отвал; 9 — доска планировочная; 10 — зуб рыхлителя; 11 — клещевой захват; 12 — кирковщик; 13 — удлинитель стрелы; 14 — каток

Быстродействующие соединительные устройства (БСУ) или квик-каплеры (от англ. quick coupler) используют для быстрой замены рабочего оборудования, поскольку их смена традиционными способами с выходом машиниста из кабины управления требует много времени и ручного труда. Широкий спектр сменных рабочих органов одноковшового экскаватора позволяет вести земляные («прямыми» и «обратными» лопатами), погрузочно-разгрузочные (погрузочными ковшами и грейферами), монтажноремонтные (захватами, фрезами, крюковыми подвесками, ножницами и пилами), а также отделочно-ремонтные (виброплощадками, трамбовочными плитами, плитоукладчиками) работы. При частой смене профиля работы экскаватора на протяжении рабочей смены для ускорения и упрощения переоснащения машины используют БСУ для замены рабочего оборудования.

Сменные рабочие органы различают не только по виду выполняемых работ, но и по способу навески, наличию или отсутствию дополнительного привода и сложности конструкции. С учетом их многообразия используют три основных вида квик-каплеров для смены пассивных и активных навесных рабочих органов:

- 1) приспособления, обеспечивающие замену рабочего органа в ручном режиме с выходом оператора из кабины. Они доступны по цене, имеют наименее сложную конструкцию и по этой причине наиболее распространены;
- 2) устройства, которые имеют дополнительный механизм фиксации сменного рабочего органа с автономным приводом. Выход оператора необходим для подключения гидролиний исполнительных механизмов, расположенных на сменном органе;
- 3) устройства, обеспечивающие замену рабочего органа в автоматическом режиме из кабины оператора. В этом случае при монтаже происходит механическая фиксация рабочего органа и автоматическое присоединение гидролиний для питания установленных на нем рабочих механизмов. Устройство представляет собой монтажную панель, на которой размещены захваты для размещения в них ответных элементов крепления рабочего органа и фиксатор. Наличие подобного устройства позволяет менять сменное оборудование непосредственно из кабины оператора, осуществляя автоматическое подсоединение гидролиний рабочих органов. Современные БСУ обеспечивают длительность операций монтажа-демонтажа в пределах 10–15 с, поскольку их оснащают интеллектуальными системами управления.

  Процесс соединения БСУ с рабочим оборудованием включает захват и

Процесс соединения БСУ с рабочим оборудованием включает захват и зацепление БСУ с соединительными элементами крепления рабочего оборудования, а также фиксацию и блокирование соединяемых частей квиккаплера и рабочего оборудования.

На рисунке 6.17 представлена схема одного из устройств для замены пассивных рабочих органов, которое используют в отечественных экскаваторах-планировщиках. Оно содержит кронштейн 2, проушина которого в рабочем положении охватывает монтажный элемент (трубу) рабочего органа, а также кронштейн 3 (стальной лист с приваренными к нему пальцами), который выполняет роль фиксирующего элемента устройства. При предельно выдвинутом штоке гидроцилиндра I пальцы кронштейна 3 входят в монтажные отверстия рабочего органа, а при обратном ходе — выводятся из отверстий. Для обеспечения безопасности крепления пружины 4 удерживают пальцы в рабочем положении даже в случае отказа гидравлики. Тарелка 7 служит упором для пружин 4. Опора 6 поддерживает тарелку 7 и фиксируется болтом 8 со стопорной шайбой.

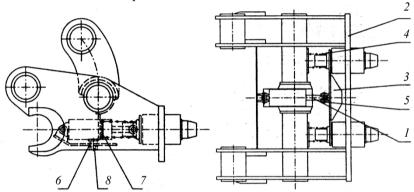


Рисунок 6.17 — Схема устройства для замены рабочего органа: I — гидроцилиндр; 2 — кронштейн-захват; 3 — кронштейн с пальцами; 4 — пружина; 5 — ось; 6 — опора; 7 — тарелка; 8 — фиксирующий болт

Производители БСУ выпускают типоразмерные ряды устройств, которые охватывают основные размерные группы экскаваторов. Габариты БСУ изменяются в довольно широких пределах: по длине — от 500 до 1200 мм, по ширине — от 250 до 650 мм, их масса составляет 60–1200 кг. Например, компания «Wedgelock Equipment» производит БСУ, которые подходят для большинства экскаваторов ведущих производителей, масса которых составляет от 12 до 100 т.

Для оперативного подсоединения активных рабочих органов с индивидуальным приводом к базовому оборудованию машины ведущие производители используют БСУ, оснащенные интеллектуальными системами управления процессом замены рабочего оборудования. Эти системы распознают тип рабочего оборудования и устанавливают необходимые параметры рабочей жидкости (давление, расход и др.) для его эффективной эксплуатации. Например, интеллектуальная система компании «Oil Quick» имеет автоматизированные подсистемы идентификации и опознания, которые распознают тип сменного оборудования, его привод (гидравлический или механический) и автоматически устанавливают для данного типа оборудования с гидроприводом необходимые режимы функционирования. При этом каждая рабочая операция отражается на дисплее в кабине и контролируется оператором.

Развитие быстродействующих устройств с интеллектуальными системами управления может существенно сократить состав типоразмерных рядов экскаваторов, ограничившись значительно меньшим числом базовых типоразмеров, но оснащенных автоматизированными адаптерными системами и широкой гаммой сменного рабочего оборудования.

Неполноповоротные гидравлические одноковшовые экскаваторы выпускают как навесное оборудование на серийные пневмоколесные тракторы. В Беларуси налажен массовый выпуск неполноповоротных навесных ГОЭ второй размерной группы. Их используют для выполнения небольших объемов земляных работ. Неполноповоротные ГОЭ имеют основное рабочее оборудование (ковши «прямой» и «обратной» лопаты), а также сменное дополнительное оборудование. Сменными органами являются ковши для рытья узких траншей, погрузочные ковши, крановая подвеска (грузоподъемностью до 0,8 т), рыхлитель, гидромолот, грузовые вилы, бур, захватное оборудование для укладки бордюрного камня и др.

В неполноповоротных экскаваторах имеются две гидросистемы с одним общим баком рабочей жидкости. Одна устанавливается на тракторе и служит для привода механизма поворота, управления выносными опорами и ковшом погрузчика. Другая смонтирована на экскаваторе и служит для привода рабочего оборудования. Гидроцилиндр стрелы может запитываться от каждой гидросистемы отдельно или суммарным потоком от обеих систем.

На тракторе (рисунок 6.18) устанавливают поворотную стойку 12, которую монтируют на полой цапфе в задней части несущей рамы.

Поворотные движения стойки обеспечивают гидроцилиндры 14. Для обеспечения устойчивости в рабочем режиме предусмотрена возможность установления выносных опор 13, управляемых гидроцилиндрами, по обе стороны от несущей рамы. Со стойкой шарнирно соединена стрела 7, подъем и опускание которой осуществляют гидроцилиндры 9. На стреле устанавливают рукоять 10 и гидроцилиндры поворота рукояти 6. С рукоятью шарнирно соединен ковш 11, который поворачивается с помощью гидроцилиндра 8. Стойка обеспечивает поворот стрелы на 120° в каждую сторону (без установки аутригеров).

Управление погрузочным ковшом  $\it l$  обеспечивают гидроцилиндры  $\it 2$ , связанные с рамой  $\it 3$  погрузчика.

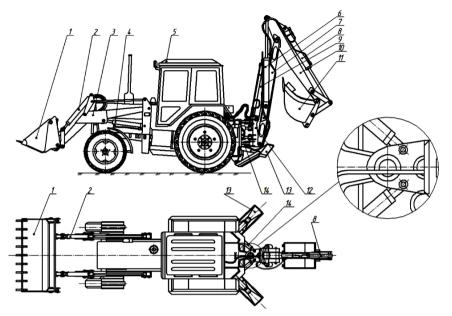


Рисунок 6.18 — Конструктивная схема экскаватора-погрузчика: I — погрузочный ковш; 2 — гидроцилиндр поворота ковша; 3 — рама погрузчика; 4 — гидроцилиндр подъема-опускания рамы погрузчика; 5 — кабина; 6 — гидроцилиндр управления рукоятью; 7 — стрела; 8 — гидроцилиндр поворота ковша; 9 — гидроцилиндр управления стрелой; 10 — рукоять; 11 — ковш экскаваторный; 12 — поворотная стойка; 13 — выносная опора (аутригер); 14 — гидроцилиндр поворота стойки

В настоящее время получили распространение неполноповоротные одноковшовые экскаваторы со смещаемой осью копания, поворотная стойка у которых может быть установлена как на продольной оси трактора, так и в углах несущей рамы, что позволяет увеличить угол поворота стрелы. В ряде моделей ведущих производителей заднюю часть рамы трактора оснащают направляющими, по которым поворотная стойка (или поворотная колонна) может смещаться в поперечном направлении.

На рисунке 6.19 представлена гидросхема экскаватора-погрузчика, которая состоит из гидросистем базового трактора и экскаватора. Для управления погрузчиком используют трехсекционный (одна секция резервная) распределитель трактора Р1, который обеспечивает функционирование гидроцилиндров Ц9—Ц12, изменяющих положение ковша и стрелы погрузчика. Для управления другими рабочими органами (стрелой, рукоятью и ковшом экскаватора, аутригерами и поворотом рабочих органов) служит шестисекционный гидрораспределитель Р2, который осуществляет подачу

рабочей жидкости в соответствующие гидроцилиндры (Ц1–Ц8). Для длительного удержания экскаватора в транспортном и рабочем (вывешенном) состоянии, служат гидрозамки выносных опор. Для защиты от перегрузки гидроцилиндров (при запертом соответствующем золотнике распределителя) служат переливные и предохранительные клапаны.

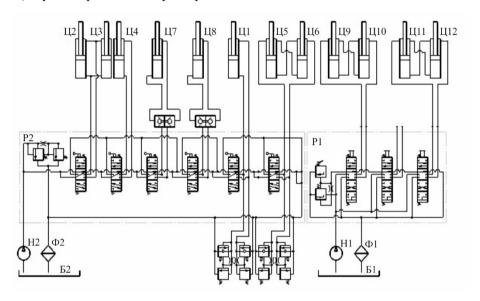


Рисунок 6.19 – Гидросхема экскаватора-погрузчика:

Б1, Б2 — баки с рабочей жидкостью; Н1, Н2 — шестеренчатые насосы; Р1, Р2 — гидрораспределители; Ф1, Ф2 — фильтры; Ц1—Ц12 — гидроцилиндры управления рабочими органами: Ц1—ковшом; Ц2, Ц3 — рукоятью; Ц4 — стрелой экскаватора; Ц5, Ц6 — поворотом колонны; Ц7, Ц8 — аутригерами; Ц9, Ц10 — ковшом погрузчика; Ц11, Ц12 — стрелой погрузчика

Малогабаритные гидравлические экскаваторы, как и другая малогабаритная строительная техника, находят все большее применение, о чем свидетельствуют возрастающие объемы их продаж (около 50 % от всех строительных машин, проданных в Европе). Они представляют собой мобильные агрегаты небольших габаритов и массы с низким давлением на опорную поверхность, что способствует минимальному воздействию на окружающую среду. Их малые и сверхмалые габариты обусловливают ряд принципиальных конструктивных особенностей:

- 1) поворотная платформа при вращении не выходит за пределы габаритов ходового оборудования;
- 2) радиус вращения хвостовой части поворотной платформы не превышает 0.5-1,0 м.

Благодаря этим особенностям, а также набору сменного рабочего оборудования малогабаритные машины становятся универсальным средством механизации строительных работ в стесненных условиях. Наиболее эффективной сферой их применения являются ремонт и восстановление городских объектов, в том числе работы по реконструкции уже существующей городской инфраструктуры. Кроме работ в ограниченном пространстве, они также могут выполнять и традиционные технологические операции на строительных площадках обычных размеров. С их помощью разрабатывают грунты I и II категорий.

Их целесообразно классифицировать по следующим признакам:

- *по вместимости ковша* микро-  $(0,01-0,05 \text{ м}^3)$  и мини-  $(0,05-0,25 \text{ м}^3)$  экскаваторы;
  - по виду привода самоходные и прицепные;
- по ходовому оборудованию гусеничные (из стали или резины) и колесные;
  - *по типу шасси* на тракторном и специальном шасси;
  - *− по числу осей −* одно- и двухосные;
  - *по типу механизма поворота –* полно- и неполноповоротные;
- *по типу силовой установки* с двигателем внутреннего сгорания (дизельным или карбюраторным) и электродвигателем (от передвижной электростанции или от внешней силовой сети).

Масса микроэкскаваторов не превышает 1200 кг, а мини-экскаваторов составляет 1200-6000 кг.

При создании малогабаритных экскаваторов особое внимание уделяют проблеме охраны окружающей среды и безопасности проведения работ, в том числе устойчивости машины, условиям труда оператора и удобству технического обслуживания. Для обеспечения устойчивости машины принимают ряд конструктивных мер, в их числе увеличение массы противовеса, применение расширенных или удлиненных гусениц, а также соответствующее расположение агрегатов на поворотной платформе.

Микроэкскаваторы выполняют на базе самоходных пневмоколесных шасси и мотоблоков, а также прицепными с приводом и без привода рабочего хода. В зависимости от типа шасси они могут быть полно- и неполноповоротными. Так, на базе двухосных колесных шасси выпускают неполноповоротные микроэкскаваторы, на базе одноосных прицепов производят полноповоротные машины. Все микроэкскаваторы имеют гидропривод рабочего оборудования и широкий спектр легкосъемного сменного оборудования. На рисунке 6.20 представлена конструктивная схема неполноповоротного колесного микроэкскаватора с приводом на переднюю ось. На несущей раме 12 размещают силовую установку 5, гидроси-

стему, место машиниста 4 и рабочее оборудование, которое включает ковш «обратной» лопаты 1, рукоять 8, стрелу 2 и гидроцилиндры для их управления. Двойной шарнир крепления рабочего оборудования к раме обеспечивает: в горизонтальном положении — наклон рабочих органов, в вертикальном — их поворот в плане на угол  $\pm 85^{\circ}$  относительно продольной оси экскаватора. Для обеспечения устойчивости используют откидные передние опоры 9 и задний упор 7.

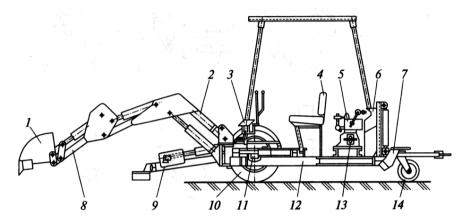


Рисунок 6.20 — Схема неполноповоротного микроэкскаватора: I — ковш; 2 — стрела; 3 — гидрораспределитель; 4 — место машиниста; 5 — силовая установка; 6 — бак с рабочей жидкостью; 7 — задний упор; 8 — рукоять; 9 — передняя опора; 10 — ведущее переднее колесо; 11 — гидромотор; 12 — несущая рама; 13 — гидронасос; 14 — заднее ведомое колесо

Гидросистема экскаватора содержит шестеренный насос 13, блок гидрораспределителей 3, гидромоторы ходовых колес и гидроцилиндры управления рабочими органами 1, 8, 2 и передними аутригерами 9.

Ходовая система включает два ведущих неуправляемых передних колеса 10 с приводом от гидромоторов 11 на каждое колесо и два ведомых задних колеса. Поворот машины производят одновременным вращением ведущих колес в разные стороны, что обеспечивает высокую маневренность машины.

На рисунке 6.21 показана конструктивная схема полноповоротного прицепного микроэкскаватора на одноосном колесном шасси. На поворотной платформе 3 размещены силовая установка 4, гидросистема, место оператора 6 под защитным каркасом 5, а также рабочее оборудование. Оно включает ковш «обратной лопаты» 10, рукоять 9 и стрелу 8 с гидроцилиндрами их управления. Двухколесная тележка 1 оснащена двумя вы-

носными опорами 12 с их механической фиксацией по высоте установки, устройством для перестановки колес и съемным дышлом, имеющим тягово-сцепной механизм. В рабочем режиме колеса находятся в заднем положении на ходовой тележке, выносные опоры устанавливают на опорную поверхность, а дышло снимают. В транспортном положении колеса раздвигают, ковш закрепляют на установленном дышле, а опоры поднимают в транспортное положение.

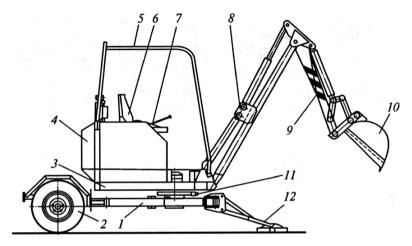


Рисунок 6.21 — Схема полноповоротного микроэкскаватора: I — ходовая тележка; 2 — колесо; 3 — поворотная платформа; 4 — двигатель внутреннего сгорания; 5 — защитный каркас; 6 — место оператора; 7 — блок гидрораспределителей; 8 — стрела; 9 — рукоять; 10 — ковш; 11 — механизм поворота; 12 — выносная опора

Важным достоинством микроэкскаваторов являются их расширенные технологические возможности благодаря большему числу навесных рабочих органов по сравнению с другими машинами таких же габаритов. Помимо основного ковша «обратной» лопаты, их оснащают специальными ковшами, а также рыхлительным и грейферным оборудованием, крюковой подвеской, гидромолотом и др. На рисунке 6.22 представлен один из вариантов комплекта сменных рабочих органов микроэкскаватора. В их числе основной ковш (вместимостью 0,03 м³), адаптивный ковш с эластичными днищем и стенками, ковш с цепным днищем для разработки пластичных и увлажненных грунтов и материалов. Немаловажным фактором является легкость монтажа навесных рабочих органов. Ведущие производители дорожной техники оснащают экскаваторы устройствами для быстрой автоматической установки и замены сменного оборудования без вмешательства оператора.

*Мини-экскаваторы* являются самоходными полно- и неполноповоротными машинами с гидроприводом рабочих органов. Верхняя часть диапазона вместимости ковша (от 0.05 до 0.25 м $^3$ ) дает основания причислить их к первой размерной группе.

Их устанавливают на специальных и тракторных шасси с гусеничным и пневмоколесным ходовым оборудованием. Рабочее оборудование включает несколько ковшей различной вместимости и формы, бульдозерный отвал, погрузочное, рыхлительное и грейферное оборудование, гидромолот и гидробур.

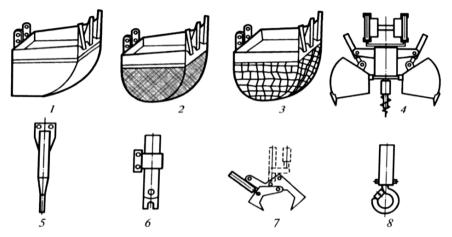


Рисунок 6.22 — Сменное рабочее оборудование микроэкскаватора: 1 — основной ковш обратной лопаты; 2 — ковш с эластичными днищем и боковыми стенками; 3 — ковш с цепным днищем; 4 — грейфер с рыхлителем; 5 — гидромолот; 6 — ножницы для резки арматуры; 7 — клещевой захват; 8 — крюковая подвеска

*Неполноповоротные мини-экскаваторы* производят на базе малогабаритного шасси (колесного трактора или короткобазового погрузчика). Рабочее оборудование монтируют на поворотной колонке, установленной на раме базового шасси и обеспечивающей поворот ковша на угол  $\pm 90^\circ$ . Во многих моделях поворотную колонку можно смещать в поперечном направлении относительно продольной оси машины. Это расширяет возможности экскаватора при работе в труднодоступных местах.

Полноповоротные мини-экскаваторы с «обратной» лопатой (рисунок 6.23) оснащают рабочим оборудованием, которое включает стрелу 3, рукоять 6 и ковш 13 с гидроцилиндрами 4, 5 и 7 управления их положением. Они отличаются от полноразмерных машин не только габаритами и массой, но и наличием механизма углового смещения 2 рабочего оборудования относительно поворотной платформы.

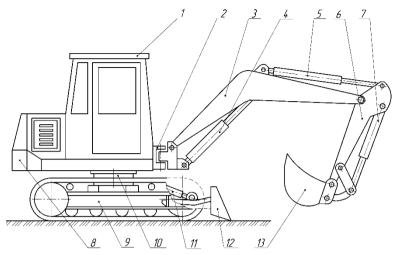


Рисунок 6.23 – Схема мини-экскаватора с механизмом смещения:

I – кабина оператора; 2 – механизм углового смещения рабочего оборудования; 3 – стрела;
 4 – гидроцилиндр управления стрелой; 5 – гидроцилиндр управления рукоятью; 6 – рукоять;
 7 – гидроцилиндр управления ковшом; 8 – противовес; 9 – гусеничная ходовая система; 10 – опорноповоротное устройство; 11 – гидроцилиндр управления отвалом; 12 – отвал; 13 – ковш

На рисунке 6.24 представлена схема работы механизма углового смещения стрелы мини-экскаватора относительно поворотной платформы. Благодаря наличию дополнительного механизма можно реализовать смещение рабочего

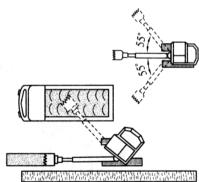


Рисунок 6.24 — Схема работы механизма смещения рабочего оборудования мини-экскаватора

оборудования на угол  $\pm 45^{\circ}$ , что расширяет технологические возможности машины при работе в стесненных условиях, в частности, в непосредственной близости от стен различных сооружений.

Малые габариты и все управляемые колеса, а также наличие механизма углового смещения позволяют эффективно использовать их в стесненных условиях и труднодоступных для других машин местах, а также при выполнении небольших объемов работ на рассредоточенных объектах благодаря возможности их оперативного перебазирования в кузовах грузовых автомобилей.

В ряде случаев мини-экскаваторы оснащают эксцентрическим поворотным кругом, который позволяет поворотной платформе занимать несколько различ-

ных положений относительно ходовой тележки. Например, австрийская компания «Neuson» выпускает экскаваторы серии Vario, поворотная платформа которых занимает пять положений относительно ходового оборудования. Такая конструкция позволяет успешно решить по меньшей мере две взаимоисключающие задачи: во-первых, обеспечить малый радиус поворота платформы, не выходя за габариты тележки, и, во-вторых, реализовать максимально возможную устойчивость за счет смещения задней части платформы за пределы гусениц.

Как и полноразмерные машины, мини-экскаваторы проектируют с учетом удобства работы оператора, при этом обеспечивают повышенную обзорность фронта работ, уделяя особое внимание компоновке кабины. Машины снабжают специальными устройствами против опрокидывания и навесом для защиты от падающих предметов. Сервоприводы управления обеспечивают наиболее удобный режим работы оператора.

**Рекуперативные системы привода рабочего оборудования.** Рекуперация (от англ. *to recuperate* – восстановить, возобновить) энергии движущихся частей привода и рабочего оборудования машин является эффективным средством ресурсосбережения.

Потери энергии в рабочем цикле одноковшового гидравлического экскаватора достигают 50 %. В частности, по данным ряда исследователей, при эксплуатации экскаватора с «обратной» лопатой полезное использование энергии при подъеме стрелы составляет всего 15 %, при повороте рукояти — 17 %, при повороте ковша — 16 %.

Для повышения его энергоэффективности применяют разнообразные

методы и средства, которые представлены в практикуме [6].

К основным направлениям развития гидравлических экскаваторов следует отнести расширение типоразмерных рядов и создание экскаваторов, спроектированных по единой компоновочной схеме. Наряду с расширением параметрических рядов совершенствование экскаваторов идет в следующих направлениях:

- 1) дальнейшее повышение безопасности эксплуатации, улучшение экологических и эргономических условий труда машинистов за счет оснащения экскаваторов бортовыми компьютерами и микропроцессорной техникой, средствами защиты от падающих предметов и опрокидывания, улучшением обзорности;

  2) расширенное внедрение систем микропроцессорного управления машиной с диагностическим контролем узлов и агрегатов в процессе работы,
- управление загрузкой двигателя, своевременное переключение передач для минимизации расхода топлива;
- 3) повышение надежности и долговечности узлов и агрегатов экскаваторов; 4) дальнейшая автоматизация управления земляными работами с использованием 2D- и 3D-систем с определением точного положения ковша и формированием поверхности забоя с помощью GPS/ГЛОНАСС, обеспечивающих настройку на любые модели ковшей;

- 5) повышение эффективности рекуперативных систем привода рабочего оборудования, обеспечивающих экономию топлива и снижение выброса отработанных газов;
- 6) создание и развитие машинных комплексов, включающих экскаваторы, самосвалы и другие машины для земляных работ, на основе телематической системы управления всей техникой строительного объекта для согласованной эксплуатации машин;
- 7) расширение технологических возможностей за счет использования «интеллектуальных» быстродействующих соединительных устройств при агрегатировании сменного оборудования пассивного и активного действий;
- 8) развитие модульного принципа создания машин, позволяющего эффективно применять агрегатные методы ремонта, упрощающие их техническое обслуживание и все виды ремонта.

### 6.1.2 Определение основных параметров

Для определения основных параметров одноковшовых гидравлических экскаваторов имеется несколько методик, которые оценивают их с различной степенью точности. Кроме того, помимо физически обоснованных формул, связывающих силовое взаимодействие рабочих органов и разрабатываемых грунтов, имеется ряд эмпирических соотношений, которые базируются на статистических данных по взаимосвязи масс, размеров и усилий.

Важной задачей при проектировании ГОЭ является определение максимальных усилий, развиваемых на зубьях ковша. Эти усилия зависят от силы тяжести ковша, положения центра тяжести всей базы одноковшового экскаватора, длины стрелы и расстояния от оси стрелы до оси вращения экскаватора.

Рекомендуемые усилия на зубьях пустого ковша должны составлять примерно 1/2 силы тяжести экскаватора (с учетом стрелы, рукоятки и ковша).

Для предварительной оценки мощности, кВт, можно воспользоваться соотношением, связывающим ее с вместимостью ковша  $q_{\kappa}$ , м<sup>3</sup>:

$$N = 90q_{\kappa}. (6.1)$$

Кроме того, мощность силовой установки, кВт, можно определить по максимальному моменту копания  $M_{\text{max}}$ , кН, на оси поворота ковша:

$$N = \frac{M_{\text{max}}\omega_{\text{min}}}{\eta_{\text{np}}},\tag{6.2}$$

где  $\omega_{min}-$  минимальная угловая скорость ковша,  $\omega_{min}=0,25...0,30$  рад/с;

 $\eta_{\pi p} - K\Pi Д$  привода.

Максимальный момент, кН м, определяют по формуле

$$M_{\text{max}} = P_{\text{max}} R_{\kappa}, \tag{6.3}$$

где  $P_{\text{max}}$  – максимальное усилие копания, кH;

 $R_{\mbox{\tiny K}}$  – радиус копания, м, который можно определить по рисунку 6.25.

### При копании поворотом ковша сопротивление копанию, кН,

$$P_{\text{max}} = (1, 1...1, 2)P_{01}, \tag{6.4}$$

где  $P_{01}$ — касательная составляющая сопротивления грунта резанию, которая численно равна усилию резания на кромке ковша, кН.

*При копании поворотом рукояти сопротивление грунта копанию*, кН, состоит из трех компонентов, которые обусловлены его сопротивлениями резанию, заполнению ковша и перемещению призмы волочения перед ковшом:

$$P_{\text{max}} = P_{01} + \kappa_{\text{cw}} B_{\kappa} h_{\text{max}} + \kappa_{\text{rm}} f_2 \rho g q_{\kappa}, \qquad (6.5)$$

где  $_{K_{\text{CM}}}-$  удельное сопротивление грунта сжатию,  $_{K_{\text{CM}}}=100$  кПа;

 $B_{\nu}$  — ширина ковша, м,

$$B_{\mathrm{K}} = \begin{cases} 0.93 - \mathrm{для} \ q_{\mathrm{K}} = 0.5 \, \mathrm{M}^3, \\ 1.35 - \mathrm{для} \ 1.0 \, \mathrm{M}^3, \\ 1.60 - \mathrm{для} \ 1.6 \, \mathrm{M}^3, \\ 1.80 - \mathrm{для} \ 2.5 \, \mathrm{M}^3; \end{cases}$$

 $h_{\max}$  – максимальная толщина стружки, м;

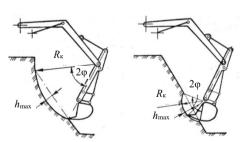
 $\kappa_{np}$  – коэффициент пропорциональности объема призмы волочения объему ковша,  $\kappa_{np}$  = 0,4;

 $f_2$  – коэффициент трения грунта по грунту;

 $\rho$  — плотность разрыхленного грунта, т/м³;

 $q_{\kappa}$  – вместимость ковша, м<sup>3</sup>.

Рисунок 6.25 – Схемы копания поворотом рукояти и поворотом ковша экскаватора



Касательную составляющую сопротивления грунта резанию  $P_{01}$ , кH, определяют по формуле

$$P_{01} = Kh_{\text{max}}^{1,35},\tag{6.6}$$

где K – сила сопротивления грунта резанию, кH.

Для ковша без зубьев

$$K = gC(1+2,6B_{\nu})(1+0,0075\alpha)(1+0,03s)U, \tag{6.7}$$

для ковша с зубьями

$$K = gC(1+2,6 B_{\nu})(1+0,0075\alpha)Z, \tag{6.8}$$

где C – число ударов ударником ДорНИИ, характеризующее прочность грунта, C = 20 – для расчетного грунта;

 $\alpha$  – угол резания, град;

s – толщина боковых стенок, см;

U – коэффициент, учитывающий угол заострения боковых режущих кромок,

$$U = \begin{cases} 1,00 - для \text{ острых кромок,} \\ 1,05 - для тупых кромок;} \end{cases}$$

Z – коэффициент, учитывающий наличие зубьев, Z = 0,6...0,8.

Максимальную толщину, м, срезаемого слоя грунта находят по формуле

$$h_{\text{max}} = R_{\kappa} (1 + \cos \varphi), \tag{6.9}$$

где ф – угол поворота, обеспечивающий срезание слоя наибольшей толщины,

$$\phi \ = \begin{cases} 30...40^{\circ} - \text{при копании поворотом рукояти,} \\ 60...65^{\circ} - \text{при копании поворотом ковша.} \end{cases}$$

Радиус копания, м,

$$R_{\rm K} = \sqrt{\frac{2q_{\rm K}}{B_{\rm K}(2\varphi - \sin\varphi)}}.$$
 (6.10)

*Ширину ковша*, м, выбирают в зависимости от его вместимости:

$$B_{K} = 1.5\sqrt[3]{q_{K}} - 0.26. \tag{6.11}$$

Ряд характеристик экскаваторов связывают с его массой, т. Для определения  $P_{\max}$ , кH, пользуются соотношением

$$P_{\text{max}} = 35 + 4.8m. \tag{6.12}$$

Мощность силовой установки, кВт,

$$N = (4,0...4,5)m. (6.13)$$

Значения основных параметров определяют по формуле

$$\Pi_i = \kappa_i \sqrt[3]{m} \,, \tag{6.14}$$

где  $\kappa_i$  — коэффициент пропорциональности.

Временные характеристики технологического процесса копания, т. е. продолжительность операций и всего цикла, также связаны с m:

$$t_i = \kappa_j \sqrt[3]{m} . ag{6.15}$$

*Продолжительность отдельных операций*, с, зависит от массы экскаватора:

Опородиля	Экскаваторы		
Операция	тяжелые	легкие	
Копание	25	27	
Поворот на выгрузку	24	25	
Выгрузка	27	29	
Поворот в забой	24	19	

**Расчет рабочего оборудования ГОЭ** осуществляют в следующем порядке.

Во-первых, определяют (по заданной вместимости ковша) массу экскаватора, а также его габаритные характеристики. Для этого используют метод подобия: для машин одинакового функционального назначения, имеющих идентичные структурную и кинематическую схемы, выполняется ряд соотношений их основных параметров:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{A_1^3}{A_2^3}, \dots, \tag{6.16}$$

где  $m_i$  — масса экскаватора, т;

 $q_i$  – вместимость ковша, м<sup>3</sup>;

 $N_i$  – мощность силовой установки, кВт;

 $A_i$  – линейный размер элемента экскаватора, м.

Во-вторых, по рассчитанной мощности и заданному давлению в гидросистеме (25 МПа) подбирают гидронасос, а также параметры элементов гидросистемы.

Далее, исходя из предварительно выбранных размеров элементов рабочего оборудования, гидронасосов, гидроцилиндров и гидродвигателей, проводят уточненный проверочный расчет.

Основным расчетным оборудованием гидравлического одноковшового экскаватора является «обратная лопата». С ее помощью копают грунт:

- поворотом ковша;
- поворотом рукояти;
- совмещенными движениями.

В расчетах рабочих механизмов гидравлического одноковшового экскаватора определяют усилия, возникающие в гидроцилиндрах ковша, рукояти и стрелы ( $P_{\text{п.к.}}$ ,  $P_{\text{п.р.}}$  и  $P_{\text{п.c.}}$ ).

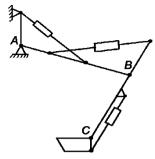


Рисунок 6.26 — Схема рабочего оборудования одноковшового экскаватора

Для этого используют схему рабочего оборудования, представленную на рисунке 6.26.

В общем случае известны силы тяжести стрелы, рукояти и ковша с грунтом  $G_c$ ,  $G_p$  и  $G_{\kappa^+ r}$ , а также силы сопротивления грунта копанию  $P_{\kappa}$  и  $P_{\rm H}$ . Следует найти усилия в гидроцилиндрах  $P_{\rm H,c}$ ,  $P_{\rm H,p}$ ,  $P_{\rm H,k}$ . Точки A, B и C – это места крепления пяты стрелы, рукояти и ковша соответственно.

Усилия в гидроцилиндрах определяют, разделяя общую схему следующим образом:

1) для определения усилий в гидроцилиндре ковша (рисунок 6.27, a) составляют уравнение моментов относительно точки C:  $\sum M_C = 0$ . Зная

 $P_{\text{к}}$ ,  $P_{\text{н}}$ ,  $G_{\text{к+r}}$ , можно определить  $P_{\text{ц.к}}$ . Кроме того, эти усилия можно оценить, используя силовой многоугольник (вместо уравнения моментов);

- 2) для определения усилий в гидроцилиндре рукояти (рисунок 6.27,  $\delta$ ) составляют уравнение моментов относительно точки B:  $\sum M_B = 0$ . Зная  $P_{\kappa}$ ,  $P_{\rm H}$ ,  $G_{\kappa^+\Gamma}$ ,  $G_{\rm p}$ , можно получить  $P_{\rm IL,p}$ ;
- 3) для определения усилий в гидроцилиндре стрелы (рисунок 6.27,  $\epsilon$ ) составляют уравнение моментов относительно точки A:  $\sum M_A = 0$ . Имея  $P_{\kappa}$ ,  $P_{\rm H}$ ,  $G_{\kappa^{+}{\rm r}}$ ,  $G_{\rm p}$ ,  $G_{\rm c}$ , определяют  $P_{\rm u,c}$ . При определении усилий в гидроцилиндрах рабочего оборудования траекторию копания (поворотом ковша, рукояти) разбивают на 8-10 положений, а затем рассчитывают максимальные усилия, по которым подбирают гидроцилиндры.

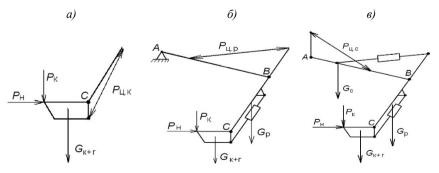


Рисунок 6.27 — Расчетные схемы для определения усилий в гидроцилиндрах: a — ковша;  $\delta$  — рукояти;  $\epsilon$  — стрелы

Имеются ограничения на выбор параметров из-за реактивных усилий в элементах гидросистемы. Поэтому необходимо рассчитать реактивные (пассивные) давления  $p_{\text{реакт}}$  в запертых полостях гидроцилиндра стрелы и рукояти при работе гидроцилиндра ковша.

Расчеты ведут, полагая, что в соответствующий гидроцилиндр жидкость поступает при максимальном давлении ( $p_{\text{реакт}} \leq 1,5 \ p_{\text{H}}$ ).

Давление  $p_{i,i}$  в любом (*i*-м) гидроцилиндре не должно превышать предельно допустимых значений:

$$p_{\text{II},i} = \frac{4P_{\text{II},i}}{\pi D_{\text{II}}^2} \le [p_{\text{II}}] = 1,5...2,0 p_{\text{H}}, \tag{6.17}$$

где  $P_{\text{п.i.}}$  – усилие в *i*-м гидроцилиндре, кH;

 $D_{ii}$  – диаметр i-го гидроцилиндра, м;

 $[p_{\rm H}]$  – предельно допустимое давление, МПа;

 $p_{\rm H}$  – номинальное давление гидронасоса, МПа.

Если же  $p_{\text{ц},i} > [p_{\text{ц}}]$ , то необходимо пересмотреть схему рабочего оборудования и ограничить усилие  $P_{\text{к}}$  на режущей кромке ковша.

Зная усилия в гидроцилиндрах рабочего оборудования и скорости перемещения их штоков, можно определить мощность, необходимую для осуществления рабочего процесса. Скорости штоков гидроцилиндра ковша, рукояти и стрелы должны соответствовать скорости копания и длительности рабочего цикла экскаватора. Как правило, оптимальные значения скоростей перемещения штоков гидроцилиндров составляют 0,2–0,4 м/с и не превышают 0,5 м/с.

Для проверки мощности силовой установки экскаватора ее сопоставляют с мощностью, необходимой для реализации рабочего процесса. Мощность, кВт, затрачиваемая на копание одновременным действием гидроцилиндров стрелы и рукояти, является наибольшей. Поэтому должно выполняться соотношение

$$N_{\text{kon}} = \frac{P_{\text{II,p}} v_{\text{II,p}}}{\eta_{\text{II,p}}} + \frac{P_{\text{II,c}} v_{\text{II,c}}}{\eta_{\text{II,c}}} \le N, \qquad (6.18)$$

где  $P_{\text{п.р.}}$ ,  $P_{\text{п.с.}}$  – усилия в гидроцилиндрах рукояти и стрелы, кH;

 $\eta_{\text{и.р}}$  и  $\eta_{\text{и.c}} - K\Pi Д$  гидроцилиндров рукояти и стрелы;

 $v_{\text{ц,p}}, v_{\text{ц,c}}$  — скорости штоков гидроцилиндров рукояти и стрелы, м/с.

**Расчеты на устойчивость экскаватора** с «обратной» лопатой проводят для двух рабочих и двух транспортных положений, информация о которых представлена в практикуме [6] и других изданиях.

Экскаваторы с гибкой подвеской рабочего оборудования представляют собой полноповоротные машины с одномоторным и многомоторным

(дизель-электрическим) приводом. Их производство постоянно сокращается вследствие низкого спроса потребителей. В практикуме [6] и в других учебных изданиях имеется довольно подробная информация о конструкции и устройстве, а также о методах расчета экскаваторов с гибкой подвеской.

**Производительность** является наиболее важным параметром экскаваторов, который характеризует не только эксплуатационные возможности машины, ее конструктивные и технологические свойства, но и технико-экономические показатели. Существует несколько подходов к оценке производительности, каждый из которых ставит и решает различные задачи.

В традиционном варианте расчета принято учитывать три вида производительности: теоретическую, техническую и эксплуатационную.

Для гидравлических экскаваторов расчетным рабочим оборудованием является «обратная» лопата, для канатно-блочных — «прямая» лопата.

Теоретическая производительность — это конструктивно-расчетная производительность машины. Она зависит от конструктивных параметров экскаватора и свойств среды. Ее определяют расчетным путем при следующих условиях: глубина или высота копания является оптимальной, подъем ковша производят со средней расчетной скоростью, угол поворота составляет  $90^{\circ}$ , грунт выгружают в отвал. Теоретическую производительность, м $^{3}$ /ч, одноковшовых экскаваторов определяют по формуле

$$\Pi_{\rm T} = 3600 \frac{q_{\rm K}}{T_{\rm II}} \,. \tag{6.19}$$

где  $q_{\rm \tiny K}$  — геометрическая вместимость ковша, м³;

 $T_{\rm II}$  — полное время цикла, с.

Tехническая производительность отличается от теоретической тем, что учитывает технические и технологические факторы, влияющие на изменение производительности:

$$\Pi_{\text{Tex}} = \frac{3600 k_{\text{H}}}{k_{\text{p}}} \frac{q_{\text{K}}}{T_{\text{II}}},\tag{6.20}$$

где  $\kappa_{\scriptscriptstyle H} - \kappa o {\ni} \varphi \varphi$ ициент наполнения ковша,  $\, \kappa_{_{\rm H}} \leq 1{,}35\,;$ 

кр – коэффициент разрыхления грунта.

Эксплуатационная производительность представляет собой наиболее близкую к фактической, которая учитывает объективные потери рабочего времени машины (за смену, сезон или год — на техобслуживание, ремонт, заправку топливом, перемещения от базы к месту работы или от одного объекта к другому), а также квалификацию машиниста.

В инженерных расчетах эксплуатационная производительность экскаватора

$$\Pi_{9} = \frac{3600 \kappa_{\rm B} \kappa_{\rm ynp} \kappa_{\rm H}}{\kappa_{\rm p}} \frac{q_{\rm K}}{T_{\rm II}}, \tag{6.21}$$

где  $\kappa_{\text{в}}$  – коэффициент использования экскаватора по времени,  $\kappa_{\text{в}}$  = 0,75...0,95;  $\kappa_{\text{упр}}$  – коэффициент, учитывающий эффективность управления и квалификацию машиниста,  $\kappa_{\text{упр}} \leq 0,96$  при средней квалификации машиниста. Полное время, с, рабочего цикла

$$T_{\rm II} = t_{\rm 3AII} + t_{\rm IIOB} + t_{\rm BMF} + t_{\rm OOD},$$
 (6.22)

где  $t_{3$ ап,  $t_{10}$ в,  $t_{8}$ выг,  $t_{0}$ бр — продолжительность соответственно заполнения ковша, поворота экскаватора для выгрузки ковша, выгрузки ковша, обратного хода при повороте экскаватора в исходное положение, с.

Как видно из формулы (6.19), теоретическая производительность не зависит от типа и положения рабочего оборудования, от параметров забоя, совместимости ковша экскаватора и самосвала, от квалификации оператора, что влияет на точность оценки столь важного параметра. Один из путей решения этой проблемы рассмотрен в практикуме [6].

# 6.2 Траншейные цепные экскаваторы

Траншейные цепные экскаваторы относятся к многоковшовым землеройным машинам продольного копания и являются наиболее распространенными экскаваторами непрерывного действия. Направление резания (копания) этих экскаваторов совпадает с

этих экскаваторов совпадает с направлением перемещения рабочего органа (рисунок 6.28).

Машины разрабатывают грунт ниже уровня стоянки. Разработанный грунт поступает на транспортирующие устройства (входящие в состав этих экскава-



Рисунок 6.28 – Схема продольного копания

торов), которые передают его на специальные разгрузочные устройства или же непосредственно разгружают в транспортные средства или в отвал (в некоторых случаях транспортировку грунта производят только рабочим органом, который и передает грунт на разгрузочные устройства).

Экскаваторам продольного копания с цепным рабочим органом присваивается индекс ЭТЦ (экскаватор траншейный цепной). После буквенного индекса следует цифровое обозначение, которое содержит следующую информацию: первые две цифры обозначают глубину копания (в дециметрах), третья цифра — порядковый номер модели. При модернизации после цифрово-

го обозначения добавляют буквы по порядку русского алфавита. Далее указывается климатическое исполнение аналогично обозначению для ГОЭ.

В настоящее время производители в СНГ придерживаются различных вариантов индексации. Наряду с упомянутой, они употребляют собственную (внутризаводскую) и международную (в случае сотрудничества с иностранными фирмами) индексацию.

## 6.2.1 Конструкции и устройство

**Цепные траншеекопатели** (ЭТЦ) — это самоходные неповоротные машины нижнего продольного копания с многоковшовым или бесковшовым рабочим органом. При своем перемещении они разрабатывают за один проход траншею заданных параметров (глубины, ширины и профиля) с одновременной транспортировкой грунта в сторону от траншеи. Их применяют для рытья траншей прямоугольного или трапецеидального профиля.

ЭТЦ состоит из следующих основных частей:

- базового тягача;
- рабочего оборудования, включающего цепной рабочий орган для копания траншеи и поперечное (к продольной оси машины) отвальное устройство для удаления грунта;
- вспомогательного оборудования для управления рабочим органом и другими механизмами.

ЭТЦ классифицируют по следующим основным признакам:

- по типу ходовой системы базового тягача пневмоколесные и гусеничные;
  - по числу цепей одно-, двух- и трехрядные;
- по виду рабочих элементов с ковшами, плужками, скребками, резцами и зубьями;
- по способу соединения рабочего оборудования с базовым тягачом с навесным и полуприцепным;
  - по типу привода − с механическим, гидравлическим и электрическим;
- *по способу транспортирования грунта из траншеи* с безотвальным и отвальным (шнеками, ленточными и скребковыми конвейерами) устройством.

Их рабочие органы непрерывно перемещаются по замкнутому контуру при одновременном перемещении базового шасси. Их производительность значительно превышает производительность одноковшовых экскаваторов такой же мощности.

Траншеекопатели разрабатывают как мерзлые, так и талые (не мерзлые грунты). Их используют для работы предпочтительно в однородных грунтах I–IV категорий. Крупные каменистые включения приводят к отказам, простоям и дополнительным затратам на ремонтно-восстановительные работы.

Траншейные экскаваторы наиболее эффективны при работе на прямолинейных участках большой протяженности.

# Рабочее оборудование ЭТЦ включает:

- цепь с режущими элементами;
- отвальный конвейер;
- механизмы управления;
- передаточные и подъемные механизмы.

Процесс копания траншей состоит из ряда последовательных операций:

- подготовки экскаватора к работе, в том числе перевода цепного органа в рабочее положение и его вращении;
- постепенного заглубления цепи с помощью подъемного механизма до заданной отметки;
- перемещения тягача с заданной скоростью, согласованной со скоростью вращения цепи.

На рисунке 6.29 представлена принципиальная схема рабочих органов экскаватора с двухрядной цепью. На ее звеньях крепятся ковши *1* (или дру-

гие рабочие элементы). На раме 8 установлены приводные 6 и натяжные 3 звездочки, которые охватывает цепь с присоединенными рабочими элементами. Верхняя (холостая) ветвь опирается на поддерживающие ролики 5, а нижняя (рабочая) свободно провисает и фиксируется опорными роликами 2.

Рама направляет движение цепи и определяет глубину траншеи (в зависимости от угла наклона). Ковш закреплен на цепях только в передней части (козырьком), поэтому в верхней

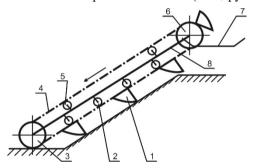


Рисунок 6.29 — Рабочие органы ЭТЦ: 1 — ковш; 2 — опорный ролик; 3 — натяжная звездочка; 4 — цепь; 5 — поддерживающий ролик; 6 — приводная звездочка верхнего вала; 7 — зона разгрузки; 8 — рама

точке при огибании цепями звездочек ковш опрокидывается, вращаясь относительно оси вала (его хвостовая часть поднимается кверху, разгружая грунт на отвальный конвейер 7).

*Цепи* обычно бывают двухрядными и однорядными (реже — трехрядными). Однорядную цепь применяют для скребковых и плужковых рабочих элементов при отрывании узких траншей. Для прорезания щелей в мерзлых и полускальных грунтах используют рабочий орган, имеющий цепь с зубьями (бар). Для рытья широких траншей используют три цепи и два ряда ковшей.

Для ковшовой двухрядной цепи применяют раму коробчатого сечения, для однорядной – легкую раму трубчатого или решетчатого сечения.

В нижней части рамы располагают устройство для натяжения цепи. ЭТЦ с вертикальной ковшовой рамой (или со скребковым рабочим оборудованием) имеют подпружиненное натяжное устройство. ЭТЦ с наклонным рабочим органом и ковшовым рабочим оборудованием снабжают жестким неподпружиненным натяжным устройством.

Ковши являются саморазгружающимися, открытыми спереди и сверху, с проушинами на боковых стенках для крепления цепи. Корпус выполняют из листовой стали, необходимую жесткость корпусу придает утолщенный козырек (из марганцовистой или хромоникелевой стали). Зубья оснащают твердосплавными пластинами, которые напаивают или наплавляют на передние грани легкосъемных зубьев.

На рисунке 6.30 показан один из видов ковшей, которые используют в цепных экскаваторах. Ковш *1* оснащен передними зубьями *2*, боковым зубом *3*, а также проушинами *5* для крепления на несущих цепях. Для повышения эффективности разгрузки задняя стенка выполнена пологой.

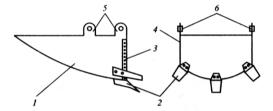


Рисунок 6.30 — Ковш: 1 — днище ковша; 2 — передние зубья; 3 — боковая режущая кромка; 4 — боковая стенка; 5 — проушины для крепления к цепи; 6 — втулки проушин

Сопряжения днища ковша с боковыми стенками и хвостовой частью закругляют, чтобы уменьшить налипание или намерзание грунта. Ковш при копании удерживается на цепи за счет ее натяжения, что позволяет ему относительно свободно обходить непреодолимые препятствия в грунте. В частности, при встрече с камнем ковш отклоняется и обходит его. Так продолжается несколько раз, пока камень не оголится и ковш не захватит его. Если же попадается непреодолимое препятствие, во избежание поломки рабочих органов приводной вал и вал приводных звездочек ЭТЦ оснащают предохранительными устройствами (муфтами предельного момента).

При разработке липких грунтов используют самоочищающиеся ковши, каждый из которых состоит из двух звеньев, расположенных на цепи, – ковша без задней стенки (первое звено) и задней стенки (второе звено). При набегании на ведущую звездочку задняя стенка поворачивается и выталкивает липкий грунт из ковша.

Цепь приводится в движение от звездочки верхнего (турасного) вала и огибает нижний (полевой) турас, который выполнен в виде огибающего блока, свободно сидящего на оси. В качестве отвального устройства применяют шнековые, ленточные и скребковые конвейеры.

Отвальные шнеки используют в малых ЭТЦ с плужковым и скребковым рабочим оборудованием. В ряде случаев на скребковых ЭТЦ применяют вместо шнеков скребковые цепные конвейеры.

Привод экскаваторов, как правило, однодвигательный (дизель тракторного типа). Передаточные механизмы осуществляют копание, собственное рабочее перемещение, перемещение отвального конвейера, изменение (подъем-опускание) положения рабочего органа и транспортное перемещение экскаватора.

Привод ходового оборудования при пониженных рабочих скоростях (и при бесступенчатом регулировании в диапазоне 20–800 м/ч) осуществляют с помощью ходоуменьшителя, который включен в трансмиссию базового трактора. *Ходоуменьшитель* представляет собой обычно трехступенчатый цилиндрический редуктор с приводом от гидромотора (аксиально-поршневого). Гидромотор приводят гидронасосом через редуктор от двигателя внутреннего сгорания. При транспортных скоростях ходоуменьшитель отключают.

В ряде моделей используют механические и гидромеханические трансмиссии. Как правило, гидромеханическими трансмиссиями (с гидродинамическим компонентом) приводят механизмы, не требующие затрат большой мощности (механизмы подъема рабочего органа и рабочего передвижения экскаватора, в ряде случаев – привод ленты конвейера).

Механические трансмиссии используют для привода механизмов, потребляющих большую мощность и не требующих плавного регулирования скорости в широком диапазоне (приводы рабочих органов и транспортного передвижения).

Во многих моделях современных экскаваторов применяют гидрообъемный привод как рабочего перемещения машины, так и движения цепи.

Для эффективного использования при разработке грунтов различной прочности и рытья траншей разной глубины траншекопатели имеют бесступенчатое регулирование скорости их перемещения.

Рабочий орган имеет, как правило, не менее двух-трех скоростей движения при копании. На максимальной скорости рабочий орган разрабатывает грунт невысокой прочности, на промежуточной – однородные грунты средней и высокой прочности (в том числе мерзлые), на наименьшей – грунты с твердыми включениями.

Скоростные режимы рабочего органа и базового тягача подбирают так, что-бы независимо от глубины траншеи обеспечить максимальное заполнение рабочих органов.

Приводы рабочих органов имеют предохранительное устройство в виде дисковой фрикционной муфты предельного момента, которая защищает узлы привода и рабочий орган от поломок и перегрузок при его встрече с непреодолимым препятствием, например крупным камнем.

Для изменения ширины траншей траншейный цепной экскаватор имеет дватри комплекта ковшей разной ширины. Для небольшого изменения ширины траншеи устанавливают зубья-уширители.

Для резания слабых грунтов используют беззубые ковши со сплошной режущей кромкой.

Для улучшения разгрузки грунта в ЭТЦ вместо ковшей используют *комбинированные устройства*, которые состоят из закрепленных на арочном козырьке резцов и скребков.

В пределах траншеи грунт от просыпания удерживается стенками и грудью забоя, а при выходе из траншеи – лотком, заканчивающимся в начале зоны разгрузки грунта на отвальный конвейер.

В устойчивых грунтах траншею роют без откосов, в менее устойчивых – с откосами. Для этого рабочие органы дооборудуют цепными откосообразователями (откосниками).

Цепные траншейные экскаваторы выпускают на базе пневмоколесных и гусеничных тракторов и оснащают одноцепным (однорядной цепью) и двухцепным (двухрядной цепью) скребковым рабочим органом для разработки немерзлых грунтов, а также специальным цепным рабочим органом с резцами для разработки мерзлых грунтов. Откосники устанавливают только на двухрядные цепи.

ЭТЦ на базе колесных тракторов. Для рытья траншей прямоугольного профиля шириной 0,2–0,4 м в однородных грунтах I–III категорий используют цепные экскаваторы в виде унифицированного навесного оборудования на пневмоколесные тракторы тягового класса 14 кH (с одним или двумя ведущими мостами). На рисунке 6.31 представлен траншеекопатель на базе колесного трактора МТЗ-82 с цепным органом в двух положениях (транспортном и рабочем).

В состав оборудования входят цепь 6 с резцами и скребками, отвальный шнековый конвейер 7 и зачистной башмак 5. Для управления положением рамы трактор снабжен гидромеханизмом I ее подъема и опускания, для управления рабочей скоростью – гидромеханическим ходоуменьшителем 9.

Ведущая звездочка 12 цепи на приводном валу 2 получает вращение от вала отбора мощности базового трактора 10 через трехступенчатый редуктор 8 с переменным передаточным числом, обеспечивающим четыре рабочие скорости (от 0.8 до 2.1 м/с) и реверсивный ход цепи. В редукторе привода цепи установлена предохранительная фрикционная муфта предельного момента. Вынос грунта в боковые отвалы производят два шнека 7 отвального конвейера с левой и правой навивкой, которые вращаются от скребковой цепи.

Для получения пониженных рабочих скоростей при копании траншей и их бесступенчатого регулирования в диапазоне от 20 до 800 м/ч в трансмиссию базового трактора включают гидроходоуменьшитель 9 в виде трехступенчатого цилиндрического редуктора с приводом от аксиально-поршневого гидромотора. При транспортных переездах машины ходоуменьшитель отключают.

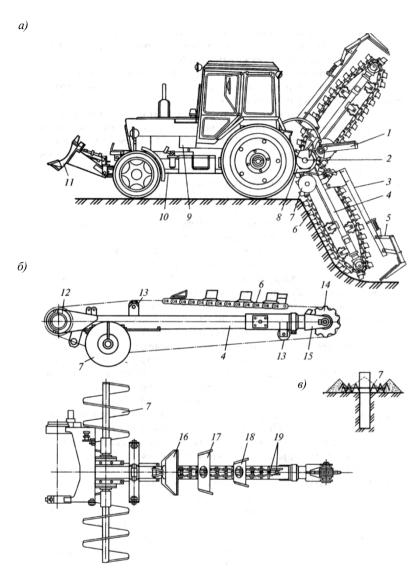


Рисунок 6.31 — Цепной траншейный экскаватор на колесном ходу: a — общий вид;  $\delta$  — рабочий орган;  $\delta$  — схема эвакуации грунта:

I — механизм управления положением рабочего органа; 2 — приводной вал; 3 — рама зачистного башмака; 4 — основная рама рабочих органов; 5 — зачистной башмак; 6 — цепь; 7 — отвальный шнек; 8 — редуктор привода цепи; 9 — ходоуменьшитель; 10 — вал отбора мощности трактора; 11 — отвал бульдозера; 12 — ведущая звездочка; 13 — опорный ролик; 14 — натяжная звездочка; 15 — винтовое натяжное устройство; 16 — скребок; 17—19 — резцы

На рисунке 6.32 представлена гидросхема отечественного цепного экскаватора ЭЦУ-150 на базе МТЗ с дополнительным рабочим оборудованием в виде поворотного отвала бульдозера.

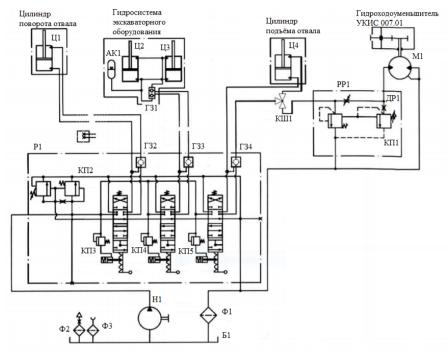


Рисунок 6.32 — Гидросхема траншеекопателя на колесном ходу: АК1 — гидроаккумулятор; Б1 — гидробак; Г31-Г34 — гидрозамки; КП1-КП5 — предохранительные клапаны; КШ1 — кран шаровой; М1 — гидромотор; Н1 — насос; Р1 — гидрораспределитель; РР1 — регулятор расхода; Ф1-Ф3 — фильтры; Ц1-Ц4 — гидроцилиндры

На территории постсоветского пространства самым распространенным и недорогим является ЭТЦ на базе трактора МТЗ различных модификаций. Производители стремятся сделать машину многофункциональной. Вопервых, выпускают основной рабочий орган в различных вариантах исполнения, обеспечивающих круглогодичное использование машины, в частности, ее оснащают цепным скребковым оборудованием различной ширины, баровым рабочим органом, дисковыми фрезами и другим оборудованием с приводом от ВОМ. Во-вторых, на переднюю навеску устанавливают фронтальный погрузчик, поворотный и неповоротный бульдозерные отвалы и др.

Эти экскаваторы выпускают в Беларуси, Украине, России, Эстонии и др. В Беларуси имеется несколько производителей цепных траншеекопателей.

В их числе компания «АМКОДОР», которая производит цепные траншеекопатели различных моделей на базе трактора Беларус-82П, имеющего эксплуатационную мощность 57,4 кВт при частоте оборотов 2200 мин<sup>-1</sup>. Модели АМКОДОР 91Е и АМКОДОР 91ЕВ предназначены для разработки грунтов І-ІІІ категорий при ширине траншеи 0,2 и 0,4 м и глубине копания до 1,6 м. Модели АМКОДОР 91Е-10 и АМКОДОР 91ЕВ-10 используют для выполнения работ с мерзлыми грунтами и грунтами до VI категории. Соответственно, параметры формируемой траншеи будут несколько меньше: ширина — 0,14 м при глубине копания до 1,4 м. Трактор снабжают гидроходоуменьшителем, который обеспечивает рабочие скорости на первой передаче в диапазоне от 0 до 0,44 км/ч.

Борисовский завод грунторезной техники производит цепные экскаваторы на базе трактора Беларус-92П модели ЭЦ-1800. Привод скребковой цепи — от вала отбора мощности трактора. Он предназначен для рытья траншей прямоугольного профиля шириной 0,18, 0,21 и 0,27 м при максимальной глубине до 2,0 м.

ООО «ДОРЭЛЕКТРОМАШ» (Смолевичи) выпускает траншеекопатель модели ЭЦУ 150, конструкция которого позволяет производить быструю смену режущего органа для получения траншей разной ширины на различных категориях грунта. В числе сменных рабочих органов скребковая цепь для разработки грунтов I–III категорий, резцовая — для грунтов I–V категорий, баровая — для мерзлых и прочных грунтов, а также дисковая фреза для резки асфальтобетона.

Тенденция минимизации воздействия машин на окружающую среду путем уменьшения их мощности, габаритов и массы не обошла и цепные траншеекопатели. Ведущие производители землеройной техники выпускают и траншейные микроэкскаваторы. Например, американо-бельгийская фирма «Воbcat» производит несколько моделей микротраншеекопателей, обеспечивающих размеры траншеи по ширине от 0,1 м и по глубине от 0,75 м. Компактные экскаваторы, имеющие силу тяжести от 360 кг, оснащают гидроприводами хода и одноцепного рабочего органа, не зависящими друг от друга.

Ведущие предприятия по производству землеройной техники выпускают типоразмерные ряды траншеекопателей, отличающиеся главным показателем — шириной траншеи. Например, фирма «Ditch Witch» выпускает гамму цепных траншеекопателей на колесном ходу — от микротраншеекопателя (мощностью 9,7 кВт) с ручным приводом, который формирует траншею шириной 0,08 м и глубиной 0,76 м, до полноразмерной машины (мощностью 86 кВт) с параметрами траншеи 0,61×1,75 м.

ЭТЦ на базе гусеничных тракторов. Как правило, для масштабных земляных работ в качестве базовых тягачей используют гусеничные тракторы. На рисунке 6.33 представлена конструктивная схема переоборудованного гусеничного трактора с навесным рабочим оборудованием в виде двух-

рядной цепи с ковшами (или скребками) и отвальным конвейером для перемещения разработанного грунта в боковой отвал или в транспортное средство. На раме 7 устанавливают две ведущие 4 и две натяжные 8 звездочки, которые связаны двумя пластинчатыми цепями 5. К ним на одинаковом расстоянии друг от друга крепят ковши 6 (или комбинированные режущие устройства — режущие элементы с зубьями 10 и транспортирующие грунт скребки 11).

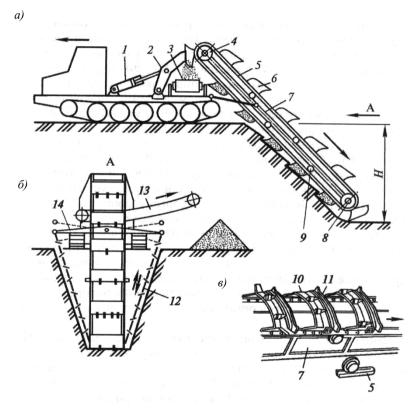


Рисунок 6.33 — Цепной экскаватор на гусеничном ходу: a — общий вид;  $\delta$  — рабочий орган;  $\delta$  — схема размещения скребков: l — гидроцилиндр управления положением рабочего органа; 2 — рычаг; 3, l 3 — отвальный ленточный конвейер; 4 — ведущая звездочка; 5 — пластинчатая цепь; 6 — ковш; 7 — рама;  $\delta$  — натяжная звездочка; 9 — опорный ролик; l 0 — режущий элемент с зубьями; l 1 — транспортирующий скребок; l 2 — цепной откосник; l 4 — балансирный рычаг откосника

В состав оборудования входят также отвальный ленточный конвейер 13 и цепной откосник 12. Для управления положением рамы используют два гидроцилиндра 1 и два рычага 2.

При оснащении цепей комбинированными режущими элементами их размещают на цепи по схеме, которая обеспечивает наименьшую энергоемкость процесса копания. Резцы, установленные на козырьке 10, отделяют грунт от массива, а скребки 11 поднимают его из траншеи на высоту приводных звездочек цепи и выгружают на конвейер 3.

Для формирования трапецеидальной формы траншей на рабочем органе устанавливают цепные откосники 12. Верхние концы цепей шарнирно прикрепляют к качающемуся балансирному рычагу 14 с центральным шарниром, нижние — к эксцентрично установленным пальцам натяжных звездочек 8 рабочего органа, сообщающих откосникам возвратно-поступательное движение.

Более детально комбинированное режущее устройство представлено на рисунке 6.34. Оно содержит режущий элемент в виде упрочненной арки 2

(козырька) с резцами 3 и транспортирующий скребок 4, установленные на цепях 1 на заданном расстоянии друг от друга. Величина шага между соседними режущими устройствами зависит от длины звена цепи; резцы на соседних элементах располагают так, чтобы они перекрывали ширину рабочей зоны.

На рисунке 6.35 представлена кинематическая схема гусеничного траншеекопателя. Как уже было отмечено, привод рабочего органа является механическим. Двигатель базового тягача 1 обеспечивает через муфту сцепления, распределительную коробку 2, редуктор реверса 5, конический редуктор 16 и кониче-

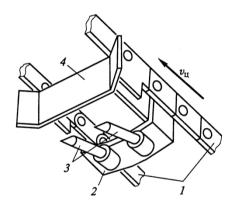


Рисунок 6.34 — Комбинированное режущее устройство для двухрядной цепи: *I* – цепи; *2* – режущий козырек; *3* – резцы; *4* – скребок

ско-цилиндрический редуктор 11 вращение приводному валу 12. В свою очередь вал через звездочки 13 приводит в движение несущие цепи 8 с режущими элементами. Вал снабжен предохранительным устройством — пневмокамерной муфтой предельного момента 10. Откосники 9 получают возвратно-поступающее движение от натяжных звездочек 7 цепей 8.

Ленточный конвейер 14 имеет гидравлический привод. Его ведущие барабаны являются мотор-барабанами со встроенными планетарными редук-

торами, каждый из которых приводят индивидуальным гидромотором 15 от насоса 4.

Привод механизма хода зависит от режима работы экскаватора. В рабочем режиме передвижение обеспечивает регулируемый насос 3 через гидромотор 17, что позволяет бесступенчато регулировать скорость рабочего хода (в диапазоне от 5 до 150 м/ч). В транспортном режиме используют механическую трансмиссию базового трактора 6.

Рабочее оборудование располагают в основном симметрично продольной оси экскаватора. Помимо этого, имеются модели с боковым расположением рабочего органа, а также модели, у которых цепь перемещается в направляющих в поперечном направлении по ширине машины, что позволяет расширить траншею в заданном месте.

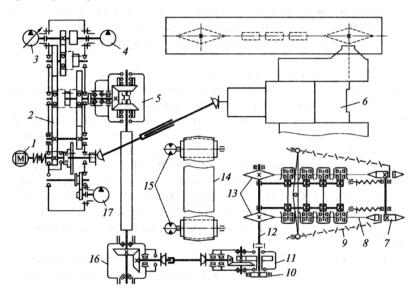


Рисунок 6.35 — Кинематическая схема траншеекопателя на гусеничном ходу: 1 — дизельный двигатель; 2 — распределительная коробка; 3 — регулируемый насос привода рабочего хода; 4 — нерегулируемый насос; 5 — редуктор реверса; 6 — базовый трактор; 7 — натяжная звездочка несущей цепи; 8 — несущая цепь; 9 — цепь откосника; 10 — пневмокамерная муфта предельного момента; 11 — верхний редуктор; 12 — ведущий вал цепного рабочего органа; 13 — ведущие звездочки несущей цепи; 14 — ленточный конвейер; 15 — гидромоторы; 16 — конический редуктор; 17 — гидромотор привода рабочего хода

**Развитие многоковшовых экскаваторов** связано в основном с особенностями технологического процесса разработки грунтов — непрерывностью и однотипностью. Поэтому к основным направлениям их дальнейшего совершенствования следует отнести следующие мероприятия.

Во-первых, повышение производительности машин за счет увеличения мощности силовых установок, снижения потерь грунта при его разработке и транспортировании.

Во-вторых, повышение уровня их автоматизации за счет:

- широкого применения систем автоматического регулирования положения рабочего органа;
  - управления курсом машины с помощью лазерных систем;
- автоматического регулирования режимов работы с учетом свойств разрабатываемого грунта;
- совершенствования систем технического диагностирования состояния основных узлов машины с использованием микропроцессорной техники.

В-третьих, расширение технологических возможностей экскаваторов за счет применения различных видов сменного рабочего оборудования для разработки разнообразных грунтов, а также формирования траншей различного профиля.

В-четвертых, повышение надежности экскаваторов за счет применения материалов с высокими и стабильными показателями физико-механических свойств, использования более совершенных конструктивных решений, расширения применения методов унификации, агрегатирования и блочной компоновки.

#### 6.2.2 Определение основных параметров

Во время движения вдоль забоя ковш снимает стружку шириной b и толщиной  $h_{\rm c}$ .

Для экскаваторов, снабженных ковшами, ширина стружки равна ширине ковша,  $b_{\rm c}=b_{\rm k}$ . В этом случае толщина снимаемой стружки, м,

$$h_{\rm c} = \frac{\kappa_{\rm H} q_{\rm K}}{\kappa_{\rm p} b L},\tag{6.23}$$

где к<sub>н</sub> – коэффициент наполнения;

 $q_{\text{к}}$  – вместимость ковша, м<sup>3</sup>;

 $\kappa_p$  – коэффициент разрыхления;

L – длина забоя, м.

Для экскаваторов, снабженных комбинированными режущими элементами, толщина стружки, м,

$$h_{\rm c} = \frac{K_3 h_{\rm o}}{K_{\rm p} n},\tag{6.24}$$

где  $\kappa_3$  – коэффициент заполнения рабочего пространства,  $\kappa_3$  = 0,3...0,5;

 $h_0$  – высота режущих (транспортирующих) лопаток, м;

n – число режущих элементов, одновременно находящихся в забое.

Как было отмечено, важным аспектом эффективности работы ЭТЦ является взаимоувязанный подбор скорости копания рабочим органом и скорости экскаватора, т. е. скорости подачи.

При оценке параметров ЭТЦ исходят из предположения о максимальной заполняемости ковшей и выносной способности экскаватора.

Для экскаваторов с ковшовым органом *техническую производительность* можно выразить как через характеристики ковшей, так и через габариты траншеи.

Через характеристики ковшей производительность определяют по формуле

$$\Pi_{\text{Tex}} = \frac{\kappa_{\text{H}}}{\kappa_{\text{p}}} n q_{\kappa}, \tag{6.25}$$

где к<sub>н</sub> – коэффициент наполнения ковша;

кр – коэффициент разрыхления;

*n* – число разгрузок в единицу времени;

 $q_{\rm K}$  – вместимость ковша, м<sup>3</sup>.

С учетом того, что

$$n=\frac{v_{\mathrm{II}}}{t_{\kappa}},$$

где  $v_{\rm ц}$  – скорость цепи, м/с;

 $t_{\rm K}$  — шаг ковшей,

формулу (6.25) можно записать в виде

$$\Pi_{\text{Tex}} = \frac{K_{\text{H}}}{K_{\text{D}}} \frac{v_{\text{II}}}{t_{\text{K}}} q_{\text{K}}. \tag{6.26}$$

С другой стороны, техническая производительность через параметры траншеи имеет вид

$$\Pi_{\text{Tex}} = bhv_{9} \tag{6.27}$$

где b — ширина траншеи, м;

h – глубина траншеи, м;

 $v_{2}$  — скорость траншейного цепного экскаватора, м/с.

Приравнивая формулы (6.26) и (6.27), скорость экскаватора будет иметь вид

$$v_{9} = \frac{K_{\rm H}}{K_{\rm D}} \frac{v_{\rm II}}{t_{\kappa}bh} q_{\kappa}. \tag{6.28}$$

Таким образом,  $v_3$  характеризует оптимальную скорость движения, обеспечивающую максимальную техническую производительность. Анализируя выражение (6.28), можно отметить необходимость обеспечения  $v_3$  в широком диапазоне, т. е. бесступенчатого регулирования  $v_3$ .

Для экскаваторов с бесковшовым органом

$$\Pi_{\text{Tex}} = \frac{\kappa_3}{\kappa_p} F_p v_p, \tag{6.29}$$

где  $F_p$  – площадь сечения рабочего пространства, м<sup>2</sup>;

 $v_{\rm p}$  — скорость движения режущих или транспортирующих элементов, м/с.

Общий расчет многоковшовых траншейных экскаваторов включает:

- определение основных параметров;
- определение нагрузок;
- баланс мощности;
- проверку устойчивости.

Основные размеры цепного рабочего органа связаны с габаритами ковшей. Размеры рабочего органа (рисунок 6.36) определяют по следующим формулам.

Длина ковша, м,

$$l_{\rm K} = \sqrt{r_{\rm K}^2 - \left(r_{\rm G} + \frac{h_{\rm H}^2}{2}\right)}.$$
 (6.30)

**Высоту ковша**, **м**, свободно разгружающегося через заднюю стенку при наклоне цепи под углом  $45-50^{\circ}$ , принимают

$$h_{\kappa} = (1, 1...1, 2)r_{5}.$$
 (6.31)

*Ширину ковша*, м, с учетом размера боковых зубьев связывают с шириной траншеи соотношением

$$b_{\rm K} = B_{mp} - (0.06...0.10).$$
 (6.32)

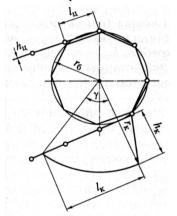


Рисунок 6.36 – Основные характеристики цепного рабочего органа:

 $l_{\rm u}$  – длина звена цепи;  $h_{\rm u}$  – высота звена цепи;  $r_{\rm 0}$  – радиус окружности барабана или приводного блока;  $r_{\rm x}$  – радиус кривизны днища ковша;  $h_{\rm x}$  – высота ковша;  $l_{\rm x}$  – длина ковша;  $r_{\rm x}$  – радиус кривизны днища ковша;  $\gamma$  – центральный угол днища ковша

*Геометрическую вместимость ковша*,  $\mathbf{m}^3$ , определяют по формуле

$$q_{K} = \left[ \frac{\pi r_{K}^{2} \gamma}{360} + \frac{l_{II} h_{K}}{4} + \frac{l_{K} (2r_{5} + h_{II})}{4} \right] b_{K}, \tag{6.33}$$

где  $\gamma$  – центральный угол днища ковша, град,

$$\gamma = \arccos\left(\frac{2r_{6} + l_{II}}{2r_{6} + h_{II} + 2h_{K}}\right). \tag{6.34}$$

Если вместо ковшей используют комбинированные режущие устройства, **вместимость скребков**,  $\mathbf{m}^3$ , оценивают по формуле

$$q_{\rm c} = \left(\frac{h_{\rm c}^2}{2 \operatorname{tg} \alpha_{\rm u}}\right) + \frac{h_{\rm c}^2 \operatorname{tg} \varphi_{\rm ork}}{4 \sin^2 \alpha_{\rm u}} b_{\rm c}, \tag{6.35}$$

где  $h_c$  – высота скребка, м;

 $\alpha_{_{\rm II}}$  – угол наклона цепи к горизонту, град;

 $\phi_{\text{отк}}-$  угол естественного откоса грунта, град;

 $b_{\rm c}$  – ширина скребка, м.

**Мощность двигателя** затрачивается на резание грунта, его транспортировку к месту выгрузки, на механизм передвижения и вспомогательные механизмы.

Итак, полная мощность, кВт, расходуется на приводы:

- рабочего органа,  $N_{\text{p.o}}$ ;
- конвейера,  $N_{\text{кон}}$ ;
- механизма передвижения,  $N_{\text{пер}}$ ;
- вспомогательных систем (управления, охлаждения и др.),  $N_{\rm B}$ .

Она составляет

$$N = N_{\text{p.o.}} + N_{\text{кон}} + N_{\text{пер}} + N_{\text{B}}$$
 (6.36)

или

$$N = \kappa_{\rm o} \Pi_{\rm Tex} + N_{\rm B}, \tag{6.37}$$

где  $\kappa_{\rm o}$  — удельная энергоемкость рабочего процесса, кВт/(м³/c);

 $\prod_{\text{тех}}-$  техническая производительность, м³/c;

 $N_{\rm B}$  — мощность, затрачиваемая на вспомогательные операции и не зависящая от производительности), кВт.

**Мощность рабочего органа**, кВт, складывается из энергозатрат на копание, подъем и перемещение грунта по горизонтали, а также на перемещение самой цепи:

$$N_{\text{p.o}} = \frac{\Pi_{\text{Tex}}}{1000\eta_{\text{II}}} \left[ \kappa_{\text{KoII}} + \rho_{\Gamma} g \left( \frac{h}{2} + h_{\text{o}} \right) + \rho_{\Gamma} g l_{\Gamma} f \right] + \frac{2Wg l_{\Gamma} v_{\text{II}} m_{\text{II}}}{L}, \qquad (6.38)$$

где  $\eta_{\mu}$  – КПД привода цепи;

 $\kappa_{\text{коп}}$  — удельная энергоемкость копания (численно равная удельному сопротивлению копания), кВт/(м³/с);

 $\rho_{\Gamma}$  – плотность грунта, кг/м<sup>3</sup>;

h – глубина траншеи, м;

 $h_{\rm o}$  – расстояние от поверхности до уровня разгрузки, м;

 $l_{\rm r}$  – длина горизонтальной проекции цепи, м;

f – коэффициент сопротивления движения экскаватора;

W – приведенное сопротивление передвижению цепи, кH;

 $v_{\rm H}$  – линейная скорость цепи, м/с;

 $m_{\rm II}$  — масса цепи, кг;

L – общая длина цепи, м.

# Мощность, потребляемая отвальным конвейером, кВт,

$$N_{\text{кон}} = \frac{\kappa_{6}}{1000\eta_{\text{пp}}} \left[ \Pi_{\text{тех}} \left( g \rho_{\Gamma} h + \kappa_{\Pi} g \rho_{\Gamma} l + \rho_{\Gamma} v^{2} \right) + 2\kappa_{\Pi} v_{\pi} l \left( g_{\pi} + g_{p} \right) \right], \tag{6.39}$$

где  $_{{\rm K}_6}$  — коэффициент, учитывающий затраты мощности на вращение концевых барабанов, перегибы ленты и др.,  $_{{\rm K}_6}$  = 1,2...1,4;

 $\eta_{\text{пn}} - K\Pi \Delta$  привода конвейера;

h – высота подъема грунта, м;

l – длина пути перемещения по горизонтали, м;

 $v_{\pi}$  – скорость ленты, м/с;

 $\kappa_{\Pi}$  — приведенный коэффициент сопротивления перемещению ленты на роликах,  $\kappa_{\Pi} = 0.03...0.06$ ;

 $g_{\text{п}}, g_{\text{p}}$  – удельная (погонная) сила тяжести ленты и роликов, Н/м.

# Мощность механизма передвижения, кВт,

$$N_{\text{nep}} = \frac{v_3 [m_3 g(f+i) + P_{\text{p.o}} (\sin\beta + f \cos\beta)]}{1000 \eta_{\text{nep}}}$$
(6.40)

или с учетом производительности

$$N_{\text{nep}} = \frac{\prod_{\text{Tex}} [m_{9}g(f+i) + P_{c}(\sin\beta + f\cos\beta)]}{1000F\eta_{\text{nep}}},$$
 (6.41)

где  $m_9$  — масса, кг;

i — индекс уклона;

 $P_{\rm c}$  — усилие копания (т. е. сила сопротивления копанию), H;

β – угол наклона цепи к горизонту, град;

F – площадь сечения траншеи,  $M^2$ ;

 $\eta_{\text{пер}} - K\Pi Д$  привода хода.

#### Контрольные вопросы

- 1 Приведите классификационные признаки одноковшовых экскаваторов.
- 2 Какими сменными рабочими органами снабжают экскаваторы?
- 3 Охарактеризуйте конструктивные особенности механической и гидромеханической (с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами) ходовых трансмиссий одноковшовых экскаваторов.
- 4 Рассмотрите эксплуатационные возможности экскаваторов с гибкой и гидравлической подвеской рабочих органов.
- 5 Какой параметр является количественной характеристикой устойчивости экскаваторов?
- 6 В чем состоят конструктивные особенности механизма поворота полно- и неполноповоротных экскаваторов?
  - 7 Какие экскаваторы выпускают белорусские предприятия?
- 8 Дайте классификацию быстродействующих соединительных устройств для замены рабочего оборудования экскаваторов.
- 9 По каким признакам классифицируют малогабаритные гидравлические экскаваторы?
- 10 Изобразите схемы и приведите расчеты сил, действующих на элементы рабочего оборудования экскаватора с «обратной лопатой».
  - 11 Как проверить правильность выбора мощности силовой установки экскаватора?
  - 12 Какие основные признаки отличают многоковшовые экскаваторы?
  - 13 Дайте классификацию ЭТЦ.
- 14 Охарактеризуйте устройство и рабочий процесс цепных траншейных экскаваторов.
  - 15 Оцените конструктивные особенности комбинированного режущего органа.
- 16 Как связаны между собой скорость движения экскаватора и скорость перемещения цепи?
- 17 Определите техническую производительность ЭТЦ с ковшовым и бесковшовым рабочими органами.

# 7 ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ

**огрузчики** — это самоходные машины, предназначенные для выполнения погрузочно-разгрузочных работ с различными видами грузов, материалов и грунтов, их перемещения в пределах строительной площадки на расстояние до 150 м, землеройно-погрузочных и вспомогательных работ.

Погрузчики классифицируют по следующим основным признакам:

- по назначению для сыпучих материалов и штучных (кусковых, пакетированных, длинномерных и др.) грузов;
  - по типу рабочего органа одноковшовые, многоковшовые и вилочные;
  - *по типу ходовой системы* пневмоколесные и гусеничные;
  - по режиму работы циклического и непрерывного действия.

Одноковшовые погрузчики являются универсальными машинами, которые используют для всех перечисленных материалов и грузов благодаря широкому спектру сменных рабочих органов. Они предназначены для механизации погрузочных, землеройных и строительно-монтажных работ.

*Многоковшовые погрузчики* относятся к специализированным машинам и применяются для ведения непрерывного рабочего процесса.

Вилочные погрузчики являются специализированными машинами циклического действия, предназначенными для перемещения, перегрузки и штабелирования штучных и пакетированных грузов в пределах площадки с твердым покрытием.

#### 7.1 Одноковшовые погрузчики

**Одноковшовый погрузчик** представляет собой самоходную машину, оснащенную навесным рабочим оборудованием в виде стрелы и ковша, а также системой их управления.

Рабочий цикл погрузчика с ковшом включает следующие операции:

- опускание ковша;
- перемещение машины к месту набора материала;
- внедрение ковша в материал напорным усилием погрузчика;
- подъем ковша;
- транспортирование к месту разгрузки;
- разгрузка ковша (в зависимости от конструкции машины);
- возвращение погрузчика на исходную позицию.

Одноковшовые погрузчики разделяют по следующим признакам:

- *по грузоподъемности* (т) малой (до 0,5), легкой (0,5–2,0), средней (2,0–4,0), тяжелой (4,0–10,0) и большегрузные (более 10,0);
- по способу разгрузки с передней (фронтальные), боковой (полуповоротные), задней (перекидные) и комбинированной разгрузкой;
- *по типу ходового устройства* гусеничные (на базе серийных гусеничных тракторов) и пневмоколесные (на базе серийных колесных тракторов и специальных самоходных колесных шасси);
- *по типу рычажной системы рабочего оборудования* с *Z*-образной (перекрестной), *H*-образной (паралеллограммной) и смешанной;
- *по типу трансмиссии* с механической и гидромеханической (с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами);
- *по способу поворота* изломом шарнирно-сочлененной рамы, поворотом колес, бортовым поворотом, комбинированной системой бортового поворота и поворота управляемых колес.

Подавляющее большинство одноковшовых погрузчиков имеет переднее расположение погрузочного оборудования. Их разгрузка зависит от конструктивного исполнения погрузочного оборудования. В полуповоротных погрузчиках — боковая разгрузка ковша (по отношению к направлению разработки материала), в перекидных — задняя, во фронтальных — передняя, а в комбинированных — как задняя, так и передняя разгрузки. Наибольшее распространение получили пневмоколесные фронтальные погрузчики с вместимостью основного ковша от 0,25 до 2,0 м³ и с мощностью силовой установки 30–100 кВт.

Погрузчики на базе серийных колесных тракторов оснащены передней навеской на трактор в виде фронтального погрузочного ковша. Примером могут служить погрузчики АМКОДОР 134 и 134-01, которые имеют в качестве базового трактора Беларус-82П. Такие погрузчики с наибольшей эффективностью используют для малообъемных погрузочноразгрузочных работ, для подготовительных и основных земляных работ с грунтами I и II категории. В разделе 6 приведено описание конструкции и гидросхемы экскаватора-погрузчика на базе трактора МТЗ.

Погрузчики на специально сконструированных шасси располагают значительно большими технологическими возможностями.

На рисунке 7.1 представлена схема универсального погрузчика модели АМКОДОР 320, имеющего шарнирно-сочленённую раму 9, выполненную из двух полурам — передней и задней, которые соединяют двумя шарнирами с общей вертикальной осью.

На передней полураме устанавливают погрузочное оборудование 1 с адаптером и ковшом 16 и жестко закрепляют передний ведущий мост 11. Гидросистема погрузочного оборудования 2 включает гидроцилиндр управления стрелой, расположенный по оси машины, и гидроцилиндр управления ковшом.

На задней полураме располагают кабину 4 с органами управления, дизельный двигатель 7 с редуктором отбора мощности, задний ведущий мост 12 и др.

Поворот погрузчика осуществляют изменением положения полурам относительно друг друга с помощью гидросистемы, включающей два гидроцилиндра.

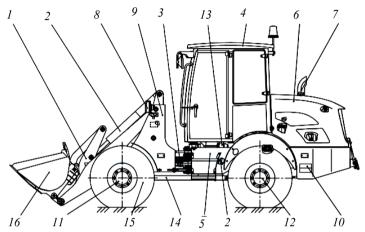


Рисунок 7.1 — Схема универсального погрузчика АМКОДОР 320: I — погрузочное оборудование; 2 — гидросистема погрузочного оборудования; 3 — гидросистема рулевого управления; 4 — кабина; 5 — бак гидравлический; 6 — облицовка; 7 — дизельный двигатель и его системы; 8 — электросистема; 9 — рама; 10 — бак топливный; 11, 12 — передний и задний ведущие мосты; 13 — гидросистема тормозов; 14 — карданный вал; 15 — установка мостов и колёс; 16 — ковш

Погрузочное оборудование развивает большие вырывные усилия и обеспечивает автоматический возврат ковша после разгрузки в начальное положение копания. На погрузчике устанавливают адаптер, предназначенный для быстрой смены рабочих органов и обеспечивающий их механическую фиксацию. Он представляет собой рамку с проушинами для крепления к стреле и тяге. В верхней части рамки имеются крюковые зацепы для захвата рабочих органов.

В зависимости от вида работ и типоразмера машины используют два вида рычажных механизмов, обеспечивающих работу погрузочного оборудования: во-первых, *Z*-образный (рисунок 7.2, *a*), который обеспечивает увеличенное усилие отрыва грунта при копании; во-вторых, *H*-образный (рисунок 7.2, *б*), который отличается увеличенным углом запрокидывания и опрокидывания ковша, что обеспечивает его максимальное заполнение при наборе материала.

В основном используют *Z*-образную рычажную систему рабочего оборудования. Ведущие производители погрузчиков («Bobcat», «John

Deere», «Caterpillar», «Котаtsu» и др.) оснащают некоторые модели модифицированной подъемной рычажно-звеньевой системой, обеспечивающей перемещение ковша вверх по вертикальной линии, а не по дуге (как у погрузчиков с традиционным оборудованием). В результате у погрузчика увеличиваются вылет и высота подъема, что позволяет загружать автомобили с высокими бортами или укладывать груз на поддонах на большую высоту.

Рабочий процесс погрузчика включает частые перемещения на небольшие расстояния, остановки и развороты, поэтому способ поворота влияет на маневренность погрузчика и, как следствие, на его производительность. Поворот управляемыми передними колесами осуществляют, как правило, на пневмоколесных тракторах и специальных шасси. Бортовой поворот производят на компактных колесных погрузчиках за счет противохода колес правого и левого бортов, на гусеничных — за счет противохода гусениц.

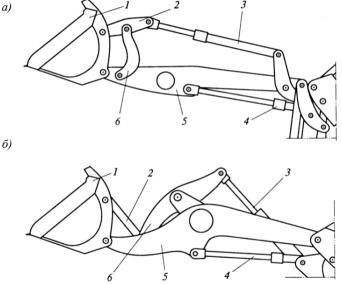


Рисунок 7.2 — Схемы рычажных механизмов рабочего оборудования: a-Z-образного; b-H-образного; l — ковш; 2 — тяга; 3 — гидроцилиндр опрокидывания ковша; 4 — гидроцилиндр управления положением стрелы; 5 — стрела; b — кулиса

**Рабочее оборудование.** Широкий спектр основных и сменных рабочих органов (более 30 наименований) существенно расширяет технологические возможности фронтальных погрузчиков. Их оснащают:

1) ковшами с прямой режущей кромкой без зубьев для перегрузки грунтов с насыпной плотностью от 1.4 до 1.8 т/м $^3$ ;

- 2) скальными ковшами повышенной прочности с прямой или овальной (U-образной) режущей кромкой с зубьями (и без них) для перегрузки гранитного щебня и других твердых пород;
- 3) ковшами увеличенной в 1,5–2,5 раза вместимости с решетчатыми козырьками для перегрузки легких материалов, в том числе угля, торфа, снега, древесной щепы и др.;
- 4) двухчелюстными ковшами, оснащенными дополнительными гидроцилиндрами, для черпания, разравнивания и планирования грунтов, захвата штучных грузов и др.;
- 5) вилочными захватами с грейферными челюстями и без них для перегрузки длинномерных, штучных, крупнокусковых и других грузов;
- 6) грузоподъемным оборудованием в виде моноблочных и раздвижных крановых стрел.

На рисунке 7.3 представлены некоторые виды сменного рабочего оборудования. Как правило, погрузчики оснащают быстродействующими монтажными устройствами в виде гидрозахватов, которые обеспечивают быструю (за 1–2 минуты) смену рабочего оборудования. Устройство устанавливается на консоли стрелы между стрелой и сменным рабочим органом и имеет гидравлическое управление из кабины оператора машины.

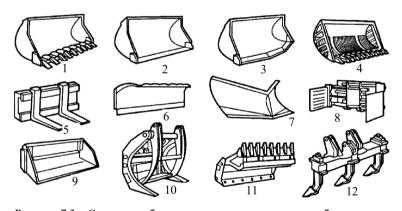


Рисунок 7.3 — Сменные рабочие органы и дополнительное оборудование одноковшовых погрузчиков:

I — ковш сля скальных пород с зубьями; 2 — ковш с прямолинейной режущей кромкой; 3 — ковш с U-образной режущей кромкой; 4 — скелетный ковш с зубьями; 5 — грузовые вилы;

6 – бульдозерный отвал; 7 – плужный снегоочиститель; 8 – захват для пакетов;

9 — ковш с принудительной разгрузкой; 10 — захват для длинномерных грузов; 11 — двухчелюстной ковш; 12 — рыхлитель

Основным рабочим органом фронтальных одноковшовых погрузчиков является ковш с прямой режущей кромкой, предназначенный для погрузки и разработки сыпучих и кусковых материалов. С его помощью можно также

выполнять земляные работы – послойно разрабатывать грунты I–III категорий с погрузкой в транспортное средство или отсыпкой в отвал.

Стандартный ковш (рисунок 7.4) представляет собой сварной короб, состоящий из днища 2 и задней стенки, изготовленных из одного стального

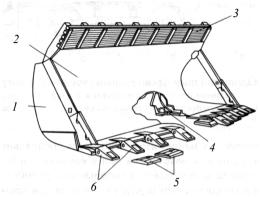


Рисунок 7.4 — Ковш погрузчика: I — боковая стенка с накладкой; 2 — днище с задней стенкой; 3 — козырек; 4 — коробка жесткости; 5 — сменные ножи; 6 — зубья

листа, и двух плоских боковых стенок l, которые усилены износостойкими накладками. Задняя стенка также усилена коробками жесткости 4, к ней приварены кроншпроушинами тейны с крепления ковша к стреле и тягам. Днище усилено износостойкими (приваренными к нему) пластинами. Ковш может комплектоваться сменной двухсторонней режущей кромкой из износостойких сплавов и оснащаться зубьями 6 со сменными ножами 5. Так

называемый режущий контур образуют боковые стенки l и режущая кромка днища 2.

Главным параметром одноковшового погрузчика является его номинальная грузоподъемность, т. е. предельно допустимая сила тяжести груза в основном ковше. Кроме того, его эксплуатационные свойства характеризуют силой тяжести машины и номинальным объемом основного ковша, напорным отрывным и подъемным усилиями, высотой разгрузки и радиусом поворота.

Имеются эмпирические зависимости между силой тяжести погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой и его эксплуатационными показателями — высотой выгрузки, радиусом поворота и отрывным усилием:

$$h_{\text{Buird}} = -0.8 \cdot 10^{-9} G_{\text{II}}^2 + 0.034 G_{\text{II}} + 2392.4; \tag{7.1}$$

$$r_{\text{nob}} = 261, 4G_{\text{II}}^{0,3275};$$
 (7.2)

$$q_{\text{opp}} = 0.015G_{\Pi}^{0.9458},\tag{7.3}$$

где  $h_{\text{выгр}}$  – высота выгрузки, мм;

 $G_{\Pi}$  – сила тяжести погрузчика, кг;

 $r_{\text{пов}}$  – радиус поворота, мм;

 $q_{\text{отр}}$  – сила отрыва, кН.

Колесные погрузчики превалируют в продукции производителей погрузочной техники. Шасси серийных колесных тракторов используют для погрузчиков малой и легкой грузоподъемности, более тяжелые погрузчики базируют на специальных самоходных колесных шасси. Специальные шасси имеют наиболее рациональную компоновку основных агрегатов и узлов, поскольку их конструируют специально для работы с погрузочным оборудованием.

**Трансмиссии.** Пневмоколесные погрузчики оснащают механическими, гидромеханическими (с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами) ходовыми трансмиссиями.

Гидромеханическая ходовая трансмиссия (с гидродинамическим компонентом) содержит гидротрансформатор и коробку переключения передач под нагрузкой. Ее комплектуют двумя унифицированными ведущими мостами, дифференциалами, осевыми или бортовыми редукторами, а также многодисковыми (осевыми или бортовыми) маслопогружными тормозами.

На рисунке 7.5 представлена типичная кинематическая схема колесного погрузчика, трансмиссия которого содержит гидротрансформатор. Как видно по схеме, машину оснащают гидромеханической ходовой трансмиссией, содержащей гидротрансформатор 4, а также гидрообъемным приводом рабочего оборудования и рулевого управления, включающим гидронасосы 9 и 12.

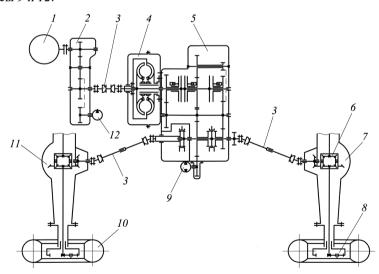


Рисунок 7.5 – Кинематическая схема колесного погрузчика:

I — двигатель; 2 — редуктор отбора мощности; 3 — карданные валы; 4 — гидротрансформатор; 5 — коробка передач; 6 — главная передача; 7, 11 — ведущие мосты; 8 — ступичный планетарный редуктор; 9 — гидронасос рулевого управления; 10 — колесо; 12 — гидронасос рабочего оборудования

Гидромеханическая ходовая трансмиссия с гидрообъемным компонентом обеспечивает увеличение КПД за счет замены гидротрансформатора гидронасосом и гидромотором, которые устанавливают между двигателем внутреннего сгорания и коробкой передач. Такая замена способствует реализации оптимального режима работы двигателя при переменных нагрузках и, как следствие, снижению удельного расхода топлива.

На рисунке 7.6 представлена кинематическая схема фронтального погрузчика с бортовым поворотом колес, для привода хода которого использован объемный гидропривод. Колеса левого 6 и правого 10 бортов машины попарно приводят от двух отдельных гидромоторов 4 и 8 через бортовые редукторы 5 и 7. В свою очередь гидромоторы получают вращение от двигателя 1 через насосы 3 и 9. Помимо упомянутых насосов в гидросистеме погрузчика имеется насос для привода рабочего оборудования.

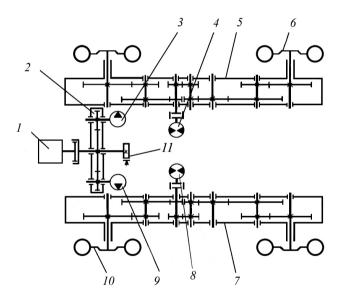


Рисунок 7.6 — Кинематическая схема колесного погрузчика с бортовым поворотом: 1 — двигатель; 2 — раздаточный редуктор; 3, 9 — насосы; 4, 8 — гидромоторы; 5, 7 — бортовые редукторы; 6, 10 — колеса, 11 — тормоз

Система управления. В качестве примера системы управления на рисунке 7.7 представлена гидросхема универсального фронтального погрузчика АМКОДОР 320, одного из многочисленных погрузчиков, которые выпускает одноименная компания.

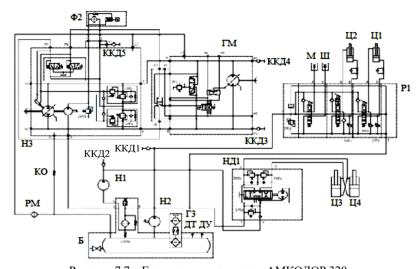


Рисунок 7.7 — Гидросхема погрузчика АМКОДОР 320: Б – бак; Г3 – заправочная горловина; ГМ – гидромотор; ДТ – датчик температуры;

В – оак, 13 – заправочная горловина, 1 м – гидромогор, Д1 – датчик температуры, ДУ – датчик-сигнализатор; ККД1-ККД5 – клапаны контроля давления; КО – обратный клапан; Н1-Н3 – насосы; НД1 – насос-дозатор; М – муфта; Р1 – гидрораспределитель; РМ – масляный радиатор; Ф1, Ф2 – фильтры; Ц1 – гидроцилиндр ковша; Ц2 – гидроцилиндр стрелы; Ц3, Ц4 – гидроцилиндры рулевого управления; Ш – штекер;

Технические характеристики ряда одноковшовых фронтальных и универсальных колесных погрузчиков компании «АМКОДОР» приведены в таблицах 7.1 и 7.2.

Все они имеют полноприводное четырехколесное шасси с шарнирносочлененной рамой и гидромеханической трансмиссией (с гидродинамическим или гидрообъемным компонентами).

Отдельные модели одной грузоподъемности могут иметь различные комплектующие узлы и механизмы, их оснащают двигателями внутреннего сгорания отечественного И импортного производства, тормозными системами различного типа, как многодисковыми с гидроприводом, так и барабанными с пневмоприводом. Погрузчики могут быть оборудованы мостами, гидромеханической трансмиссией ведущими компонентом и гидрооборудованием различных производителей. Они имеют широкий набор сменных рабочих органов, которые обеспечивают высокую производительность при работе с различными по форме, плотности, структуре и фракционному составу материалами и грузами.

В Беларуси, помимо ОАО «АМКОДОР», одноковшовые фронтальные колесные погрузчики выпускают несколько предприятий, в их числе ЗАО «АМКОДОР–Пинск» и ОАО «Пинский завод средств малой механизации» (ОАО «СММ»), а также Белорусский автомобильный завод («БелАЗ»).

Таблица 7.1 – Технические характеристики фронтальных одноковшовых колесных погрузчиков АМКОДОР

Параметр	330B	332B/332-01	342B/342B-01	352	371/371-01	371A-01/371A-02				
Гп, кг	3000	3400/2700	4000/3300	5000	7000/6000	6000 6000/7000				
$q_{\kappa},  \mathrm{m}^3$	1,7	1,9/1,5	2,3/1,9	2,6	3,8/3,4	3,4/3,8				
Вырывное усилие, кН	82	105/90	120/92	149	172/170	170/172				
В, м		2	3,19/3,09	3,09/3,19						
Н, м	2,8	2,8/3,3	3,1/3,5	3,0	3,15/3,70	3,70/3,15				
Двигатель	Д-245.16С	Д-260.2	Д-260.1	Д-260.9	DCEC 6CTA8.3-C260	ЯМ3-7601				
<i>N</i> , кВт	95,0	95,6	114,0	132,0	194,0	220,6				
Трансмиссия	Гидромеханическая									
$v_{\mathrm{Tp}}$ , км/ч		36,0	37,0	34,0	3	5,0				
Габариты, мм: длина ширина высота	6500 2500 3400	7000/7280 2500 3400	7500/7900 2500 3400	7600 2500 3450	8500/8900 3190/3090 3870	8900/8500 3090/3190 3870				
т, кг	9600	10600	11500/11700	10800	21600/21900	22300/21900				

 $\Pi$ римечание —  $\Gamma$ п — грузоподъемность;  $q_{\kappa}$  — вместимость основного ковша; B — ширина режущей кромки ковша; H — высота разгрузки; N — мощность;  $v_{\text{тр}}$  — транспортная скорость; m —эксплуатационная масса машины.

Таблица 7.2 – Технические характеристики универсальных одноковшовых погрузчиков АМКОДОР

Параметр	308	320	332 C4	330C2	342C4	340C2	352C	352C-02	371AC	
Гп, кг	900	2000	3400	3000	3800	4000	4700	4800	6800	
qк, м <sup>3</sup>	0,38	1,1	1,9	1,65	2,30	2,30	2,60	3,00	3,80	
Рвыр, кН	24,5	40	80	77	115	110	130	130	168	
В, м	1,23	2,10	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,80	3,19	
Н, м	1,7	2,6	2,74	2,90	3,03	3,00	2,82	3,00	3,15	
Двигатель	Yanmar 4TNV84T/ MM3 4DT.2	Д-245.43S2	Д-260.2	Д-245.2S2	Д-260.1	Д-260.1S2	Д-260.9	Д-260.9	ЯМЗ-7601	
<i>N</i> , кВт	35,3	62,0	95,6	90,0	114,0	116,0	132,0	132,0	220,6	
<i>v</i> <sub>тр</sub> , км/ч	16	29	35,4	34,0	36,0	40,0	43,0	35,0	35,0	
Трансмиссия	Гидроо6	ъемная	Гидромеханическая							
т, кг	2900	6350	10900	10000	11800	13200	14400	15200	22350	
Габариты, мм:										
длина	4220	6000	7100	6950	7600	7630	7800	7700	8650	
ширина	1230	2100	2500	2500	2500	2500	2500	2800	3190	
высота	2430	3400	3450	3400	3500	3450	3450	3500	3870	

 $\Pi$ римечание —  $\Gamma$ п — грузоподъемность;  $q_{\text{к}}$  — вместимость основного ковша;  $P_{\text{выр}}$  — вырывное усилие; B — ширина режущей кромки ковша; H — высота разгрузки; N — мощность;  $v_{\text{тр}}$  — транспортная скорость; m —эксплуатационная масса машины.

## 7.2 Телескопические погрузчики

**Телескопический погрузчик** — это самоходная машина, оснащенная навесным рабочим оборудованием в виде телескопической стрелы, шарнирно закрепленной над задним мостом машины, а также системой его управления.

Телескопические одноковшовые погрузчики классифицируют по следующим признакам:

- по типу телескопической стрелы с двух- и трехсекционной;
- *по типу рамы* с моноблочной и шарнирно-сочлененной;
- по типу трансмиссии с гидромеханической (с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами);
- по способу поворота изломом шарнирно-сочлененной рамы, поворотом колес, бортовым поворотом, комбинированной системой бортового поворота и поворота управляемых колес;
- по числу управляемых мостов с двумя, одним передним и одним залним:
  - по наличию выносных опор с аутригерами и без них.

Оснащение двух- или трехсекционной телескопической стрелой взамен моноблочной стрелы (фронтальных погрузчиков) отличает телескопические погрузчики-манипуляторы от других видов погрузчиков. Такая стрела обеспечивает большую (до 5–20 м) высоту подъема грузов.

При этом они сохраняют основные достоинства подобных машин, а именно маневренность и универсальность. Поэтому телескопические погрузчики широко используют на погрузочно-разгрузочных, подъемно-транспортных, строительно-монтажных и ремонтно-восстановительных работах. Они способны совмещать возможности фронтального одно-ковшового погрузчика, вилочного автопогрузчика и стрелового самоходного крана.

Основные технологические достоинства телескопических погрузчиков обусловлены их конструктивными особенностями и наличием широкой гаммы сменных рабочих органов, быстродействующими монтажными гидрозахватами и дополнительными гидроконтурами с быстроразъемными муфтами для привода дополнительных рабочих органов. Смену рабочих органов осуществляют с помощью быстродействующих устройств (адаптеров), установленных на оголовке стрелы и управляемых из кабины оператора.

Погрузчики оснащают ковшами различной конфигурации, вместимости и назначения, вилами, бульдозерным отвалом, бадьей для бетона, люлькой для выполнения строительно-монтажных работ на высоте и др. Соответственно, широкая номенклатура быстросъемных рабочих органов обеспечивает универсальность и многофункциональность машины.

Погрузчики имеют шарнирно-сочлененные или моноблочные рамы (без шарнирного устройства), установленные на специальные двухосные пневмоколесные шасси. Моноблочная конструкция рамы обеспечивает повышенную устойчивость и проходимость машины, но осложняет маневрирование из-за сложности электрогидравлической системы управления и, соответственно, повышенных требований к квалификации оператора.

Шасси имеет, как правило, оба ведущих моста, колеса — шины повышенной проходимости; в зависимости от конструкции рамы и типоразмера машины все колеса или только задние делают управляемыми.

На рисунке 7.8 представлена схема погрузчика модели АМКОДОР 540-70, который предназначен для механизации погрузочно-разгрузочных работ, а также для выполнения землеройных операций на грунтах I и II категорий.

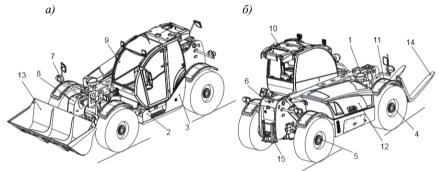


Рисунок 7.8 — Общий вид погрузчика АМКОДОР 540-70: a — с ковшом;  $\delta$  — с вилами;

I – установка силовая; 2 – топливный бак; 3 – гидравлический бак; 4, 5 – передний и задний мосты; 6 – рама; 7 – электросистема; 8 – оборудование рабочее; 9 – кабина; 10 – система кондиционирования; 11 – облицовка; 12 – капот ; 13 – ковш; 14 – вилы; 15 – сцепное устройство

Рабочее оборудование состоит из двухсекционной стрелы, адаптера и рабочего органа. Стрела обеспечивает высоту разгрузки более 6,5 м. Погрузчик комплектуют рабочими органами (ковшами различной конфигурации с захватами и без них, одно- и двухчелюстными, вилами, захватами для различных грузов и др.), быструю смену которых обеспечивает адаптер. Поворот адаптера и рабочего органа (ковша, вил и др.) производят с помощью гидроцилиндра, установленного на конце выдвижной секции стрелы. Выдвижение и втягивание секции обеспечивает гидроцилиндр телескопа, установленный внутри стрелы.

Погрузчик базируется на самоходном двухосном заднеприводном шасси с моноблочной рамой и обеими управляемыми мостами. Его оснащают гидромеханической трансмиссией с гидрообъемным компонентом (т. е.

гидростатической). Машина имеет оптимальную компоновку узлов, которая обеспечивает необходимые грузоподъемность и производительность машины с минимальными эксплуатационными затратами, а также удобный доступ к агрегатам при проведении технического обслуживания.

Гидросистема погрузчика включает четыре гидросистемы его основных частей – рабочего оборудования, рулевого управления, ходового оборудования и тормозов. Отметим, что гидросистема рулевого управления обеспе-

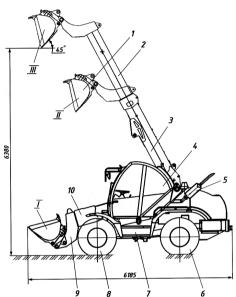


Рисунок 7.9 – Погрузчик с телескопической стрелой модели АМКОДОР 527:

1 -ковш; 2 -выдвижная секция стрелы;

3 — основная секция стрелы; 4 — кабина; 5 – выхлопная труба; 6 – задний ведущий мост;

7 – моноблочная рама; 8 – передний ведущий мост; 9 – устройство для быстрой смены рабочих органов; трансмиссией с гидрообъемным 10 – оголовок стрелы; I – транспортное положение; II, III – рабочие положения

чивает три режима: «крабовый», с минимальным радиусом поворота и транспортный.

На рисунке 7.9 представлен погрузчик-манипулятор модели АМКОДОР 527 (в трех положениях), который предназначен для механизации погрузочно-разгрузочных и других работ, а также землеройных выполнения ДЛЯ работ на грунтах I и II категорий. Погрузчик комплектуют телескопической стрелой и несколькими быстросменными рабочими органами. Адаптер, установленный на оголовке стрелы, обеспечивает замену пассивных рабочих насадок в течение 1-2 минут, не требуя выхода оператора из кабины. Его базой является самоходное двухосное полно-приводное шасси с моноблочной рамой, на которой устанавливают дизельный двигатель (мощностью 77 кВт) и гидромеханической компонентом. Рулевое управление осуществляют при помощи

управляемого заднего моста с гидравлическим приводом и гидравлической обратной связью. Погрузчик имеет несколько модификаций (-01 и -02), которые оснащают комплектующими (в том числе передним и задним ведущими мостами) различных производителей. Гидроцилиндры подъема и выдвижения телескопической стрелы оборудованы гидрозамками, которые блокируют самопроизвольное опускание подъемного механизма.

В Беларуси телескопические погрузчики (модели ПТ 3010) выпускает также ОАО «СММ». Их грузоподъемность составляет 3500 кг, высота подъема 9,9 м, вылет стрелы 7,4 м. В базовой комплектации имеются ковш (вместимостью 1,6 м³) и грузовые вилы, а также сменное навесное оборудование (ковши и вилы различной конфигурации).

Ведущие производители строительной техники разрабатывают телескопические погрузчики, которые сочетают мобильность и маневренность с низкими удельными показателями энергоемкости и материалоемкости. Большую часть машин оснащают передними выносными опорами и компенсационным устройством, которое удерживает шасси в горизонтальной плоскости при работе на поперечных уклонах (с углами до 10°).

# 7.3 Малогабаритные погрузчики

Малогабаритные (компактные или мини-) погрузчики являются эффективным средством механизации ручного труда. Их считают универсальными машинами, поскольку они выполняют разнообразные малообъемные работы (погрузочно-разгрузочные, земляные, ремонтно-восстановительные и др.). Как правило, их используют на городских объектах при реконструкции и ремонте существующей инфраструктуры. Малогабаритные погрузчики отличаются от других машин с погрузочным оборудованием компактностью и возможностью маневрирования в особо стесненных условиях за счет особенностей привода и управления шасси.

Малогабаритные погрузчики целесообразно классифицировать по следующим признакам:

- по типу двигателя внутреннего сгорания с дизельным и карбюраторным;
- по виду ходового устройства пневмоколесные, гусеничные и комбинированные (гусеницы на колесах);
- *по типу рамы колесного погрузчика* с моноблочной и шарнирно-сочлененной;
- *по способу поворота колесного погрузчика* с бортовым поворотом, с поворотом управляемых колес переднего и заднего мостов, с комбинированной системой бортового поворота и поворота управляемых колес, а также изломом рамы;
- *по типу компоновки рабочего оборудования* с  $\Pi$ -образной двух-балочной и  $\Gamma$ -образной однобалочной стрелой.

Малогабаритные погрузчики представляют собой компактные самоходные машины с полноприводным четырехколесным или гусеничным шасси с набором быстросъемных сменных рабочих органов.

Их главным параметром является *номинальная грузоподъемность*. Малогабаритными погрузчиками считают машины, грузоподъемность

которых не превышает  $2500~\rm kr$ . Их эксплуатационная масса варьируется в широких пределах и зависит от конкретного производителя: верхний предел составляет около  $8~\rm t$ , а нижний постоянно снижается и в настоящее время составляет до  $0.3~\rm t$ .

Моноблочные рамы используют в погрузчиках с бортовым поворотом колес вокруг центра тяжести машины. С увеличением грузоподъемности возрастает число моделей погрузчиков, оснащенных шарнирно-сочлененной рамой.

В качестве силовой установки компактных погрузчиков используют как карбюраторные, так и дизельные двигатели, с жидкостным и воздушным охлаждением, двух- и четырехтактные, с количеством цилиндров от одного до четырех. Их мощность располагается в пределах 8–60 кВт, номинальная частота вращения составляет 2000–3600 об/мин. В ряде случаев машины оснащают двигателями на газовом топливе или электродвигателями. Предпочтение отдают дизельным двигателям.

Погрузчики снабжают двигателем внутреннего сгорания, рамой (моноблочной или шарнирно-сочлененной), гидрообъемной трансмиссией, бортовыми передачами, ходовой системой, тормозной системой с гидроприводом, рабочим оборудованием с гидроприводом, системой

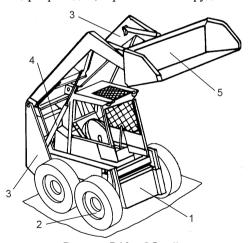


Рисунок 7.10 — Общий вид малогабаритного погрузчика: 1 — рама, 2 — переднее ведущее колесо; 3 — балки стрелы; 4 — гидроцилиндр подъемаопускания стрелы; 5 — погрузочный ковш

управления и др. Компоновочные схемы малогабаритных погрузчиков обусловлены малыми размерами машин, необходимостью обеспечения тягово-сцепных характеристик и устойчивости к опрокидыванию, а также принятой схемой поворота.

На рисунке 7.10 представлена типичная схема наиболее распространенного погрузчика с бортовым поворотом, оснащенного погрузочным ковшом 5 и Побразной двухбалочной стрелой. Он имеет моноблочную сварную раму 1 и короткобазовое шасси с задними управляемыми и передними неуправляемыми ведущими 2 колесами. Рабочее оборудование позиционируют два стрелы и два гидроцилиндра

гидроцилиндра 4 подъема-опускания стрелы и два гидроцилиндра поворота ковша. Дополнительные рабочие органы навешивают либо на

стрелу, которую оборудуют быстросъемным устройством, либо на раму машины, для чего на ней предусматривают специальные присоединительные устройства.

Гидрообъемная ходовая трансмиссия обеспечивает привод колес (или гусениц) от гидронасосов через гидромоторы. Для колесного погрузчика имеется два варианта привода колес: во-первых, привод на каждое колесо от индивидуального гидромотора (мотор-колесо) и, во-вторых, привод пары колес каждого борта от отдельного гидромотора через бортовой цепной, цилиндрический или планетарный редуктор (бортовой привод). Гусеничные мини-погрузчики имеют привод на каждую гусеницу от отдельного гидромотора. Такой привод обеспечивает независимое вращение колес или звездочек левого или правого борта с различными угловыми скоростями вплоть до вращения в противоположные стороны. При изменении скорости вращения пары колес (или звездочки) одного борта по отношению к другому обеспечивается бортовой поворот машины. При вращении бортовых пар колес в противоположные стороны осуществляется разворот машины на месте.

Рулевой механизм в малогабаритных погрузчиках отсутствует. Как уже было отмечено, поворот производят за счет неодинаковой подачи насосов привода колес правого и левого борта (большой радиус поворота) или за

счет различного направления подачи этих насосов, что вызывает вращение колес различных бортов в противоположные стороны (малый радиус поворота).

Существенное влияние на маневренность колесного погрузчика оказывает распределение его силы тяжести по осям. Должно выполняться следующее соотношение: в незагруженном состоянии – 70 % на заднюю ось, 30 % – на переднюю; в загруженном – 70 % на переднюю ось, 30 % – на заднюю. Если это соотношение нарушается, погрузчик буксует и поворота не происходит.

Большинство мини-погрузчиков с бортовым поворотом имеет компоновочную схему, приведенную на рисунке 7.11. Моноблочную раму устанавливают на короткобазовое

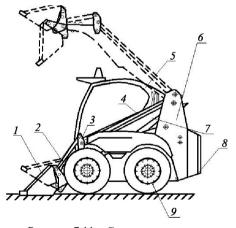


Рисунок 7.11 — Схема погрузчика АМКОДОР 211 с двухбалочной стрелой: 1 — ковш; 2 — гидроцилиндр управления ковшом; 3 — рычаг; 4 — тяга; 5 — кабина оператора; 6 — портал; 7 — П-образная стрела; 8 — силовая установка; 9 — ведущее управляемое колесо

шасси со всеми ведущими колесами 9. В хвостовой части рамы между лонжеронами размещают силовую установку  $\delta$  (двигатель и гидронасосы), которая служит одновременно противовесом.

Рабочее оборудование включает П-образную двухбалочную стрелу 7, шарнирно укрепленную на двух стойках портала 6 и имеющую два гидроцилиндра (на схеме не видны) ее подъема-опускания, а также основной (погрузочный) ковш 1, связанный со стрелой через быстродействующее монтажное устройство, два гидроцилиндра 2 управления положением ковша и два рычага 3. Ковш или другой рабочий орган располагают симметрично продольной оси машины, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки на шасси машины.

Привод хода малогабаритных погрузчиков принципиально не отличается от привода полноразмерных машин с бортовым поворотом. Колеса одного борта погрузчика приводит во вращение соответствующий гидромотор через бортовой редуктор (шестеренчатый, цепной или планетарный), при этом выходные валы редукторов являются одновременно валами колес.

Гидросистема погрузчика, как правило, состоит из трех независимых контуров: хода, рабочего оборудования и управления. Гидронасосы приводят от дизельного двигателя.

Гидросистема привода хода содержит два аксиально-поршневых регулируемых насоса (по одному на каждый борт), каждый из которых соединен с аксиально-поршневым нерегулируемым гидромотором. В свою очередь каждый гидромотор передает вращение на ходовые колеса одного борта через бортовые передачи. Управление гидросистемой хода осуществляют моноблочным золотниковым гидрораспределителем с гидравлическим управлением.

Рабочее оборудование приводят через силовые гидроцилиндры аксиально-поршневым нерегулируемым гидронасосом, которым управляют при помощи секционного гидрораспределителя с гидроуправлением.

Для иллюстрации описанной гидросистемы на рисунке 7.12 представлена типичная гидравлическая схема компактного погрузчика с бортовым поворотом.

Ведущие производители погрузчиков, например, компании «Bobcat» и «Caterpillar» выпускают более 60 видов сменного рабочего оборудования. Помимо основного погрузочного ковша их снабжают ковшами различного назначения, грузовыми вилами для штучных и тарных грузов, бульдозерным и грейдерным, рыхлительным и бурильным, подметально-уборочным и снегоочистительным, экскаваторным и другим оборудованием.

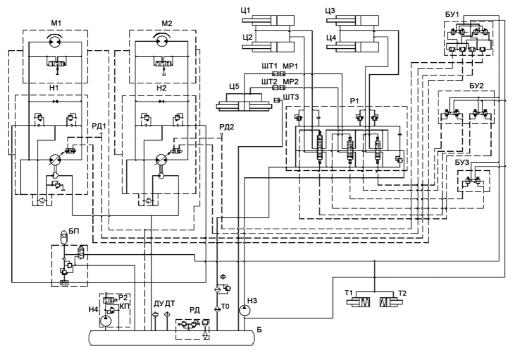


Рисунок 7.12 – Гидросхема малогабаритного погрузчика:

Б – гидробак; БП – блок питания; БУ1–БУ3 – блоки управления; ДТ – датчик сигнализатора температуры; ДУ – датчик гидросигнализатора; КП – клапан предохранительный; М1, М2 – гидромоторы; МР1, МР2 – муфты; Н1–Н4 – гидронасосы; Р1, Р2 – гидрораспределители; РД – горловина заправочная; РД1, РД2 – выключатели света гидравлические; Т1, Т2 – тормоза; ТО – блок радиаторов; Ф – фильтр; Ц1, Ц2 – гидроцилиндры стрелы; Ц3, Ц4 – гидроцилиндры ковша; Ц5 – гидроцилиндр сцепки; ШТ1–ШТ3 – штекеры

# 7.4 Определение основных параметров

Главным параметром фронтального погрузчика является его *номиналь*ная грузоподъемность, т. е. допустимая сила тяжести груза в ковше при

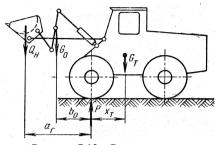


Рисунок 7.13 — Расчетная схема для определения грузоподъемности погрузчика

максимальном вылете рабочего оборудования. Она составляет 50 % статической опрокидывающей нагрузки, приложенной в центре тяжести основного ковша при максимальном вылете стрелы (рисунок 7.13). Грузоподъемность определяют по формуле

$$Q_{\rm H} = \frac{1}{2} \frac{(P - G_{\rm o}) x_{\rm \scriptscriptstyle T} - G_{\rm o} b_{\rm o}}{a_{\rm \scriptscriptstyle T} + x_{\rm \scriptscriptstyle T}} \,,$$

где Р – допускаемая нагрузка на хо-

довую часть;

 $x_{\text{т}}$ ,  $b_{\text{0}}$  и  $a_{\text{г}}$  – горизонтальные координаты центров тяжести трактора, погрузочного оборудования и груза в ковше, м.

(7.4)

Координаты упомянутых центров тяжести принимают конструктивно, расстояние до центра тяжести груза составляет  $a_{\Gamma} = (0,60...0,95) L_{T}$ , где  $L_{T}$  – база погрузчика, м,

*Сила тяжести погрузочного оборудования* связана с силой тяжести базового трактора соотношением

$$G_{0} = \kappa_{0} G_{T}, \qquad (7.5)$$

где  $\kappa_{o}$  – коэффициент пропорциональности,  $\kappa_{o}$  = 0,25...0,35;

 $G_{\rm T}$  — сила тяжести базового трактора.

Сделанные расчеты проверяют с помощью показателя удельной грузоподъемности, которая отражает ресурсосберегающий подход к оценке возможностей погрузчика. Необходимо выполнение следующего условия:

$$q_{\rm H} = \frac{Q_{\rm H}}{G_{\rm o} + G_{\rm T}} \ge [q] = 0.25...0.30,$$
 (7.6)

где  $q_{\rm H}$  – удельная грузоподъемность;

[q] – допускаемая удельная грузоподъемность.

**Номинальную вместимость ковша**,  $\mathbf{m}^3$ , также связывают с грузоподъемностью (в т) и рассчитывают по формуле

$$V_{\rm H} = \frac{Q_{\rm H}}{\kappa_{\rm H} g \rho_{\rm c}},\tag{7.7}$$

где  $\kappa_{\text{H}}$  – коэффициент наполнения ковша с «шапкой»,  $\kappa_{\text{H}}$  = 1,25;

 $\rho_c$  – плотность сыпучего материала,  $\rho_c$  = 1,6 т/м<sup>3</sup>.

Эксплуатационная сила тяжести погрузчика составляет

$$G_{\rm II} = G_{\rm T} + G_{\rm o} = (1,25...1,35)G_{\rm T}.$$
 (7.8)

Если сила тяжести погрузчика не превышает 30 т, то ее можно приближенно оценить (но в кг) через вместимость основного ковша,  ${\rm M}^3$ , по формуле

$$G_{\rm II} = 5410V_{\rm H} + 845.5. \tag{7.9}$$

**Напорное усилие погрузчика** рассчитывают по мощности N двигателя базового трактора:

$$T_{\rm H} = \eta_{\rm TP} \frac{N}{v_{\rm p}} - fG_{\rm II},$$
 (7.10)

где  $\eta_{\text{тр}} - K\Pi Д$  трансмиссии трактора,

 $\eta_{\mathrm{TP}} = \begin{cases} 0,\!85...0,\!88 - \text{для механической,} \\ 0,\!60...0,\!75 - \text{для гидромеханической трансмиссии;} \end{cases}$ 

f – коэффициент сопротивления качению, f = 0,03...0,04;

 $v_{\rm p}$  – рабочая скорость передвижения погрузчика, м/с,  $v_{\rm p}$  = 3...4 км/ч.

Если на начальном этапе проектирования неизвестна мощность трактора, напорное усилие можно оценить по силе сцепления

$$T_{\rm H} = P_{\rm cri} = \varphi_{\rm cri} G_{\rm ri}, \qquad (7.11)$$

где  $\phi_{cu}$  – коэффициент сцепления,  $\phi_{cu}$  = 0,6...0,8.

Правильность выбора напорного усилия проверяют по его удельной величине, отнесенной к ширине ковша  $B_{\kappa}$ :

$$t_{\rm H} = \frac{T_{\rm H}}{B_{\nu}} \approx \left[t_{\rm H}\right],\tag{7.12}$$

где  $[t_{\rm H}]$  — рекомендуемая величина удельного напорного усилия,  $10^{-2}$  к ${
m H/m}$ ,

$$\begin{bmatrix} t_{_{\rm H}} \end{bmatrix} = \begin{cases} 0,25...0,40 - \text{для} \ Q \leq 3 \ m, \\ 0,40...0,60 - \text{для} \ Q = 4...6 \ m, \\ > 0,60 - \text{для} \ Q > 6 \ m. \end{cases}$$

Распределение нагрузок по мостам погрузчика определяют в транспортном положении рабочего оборудования при максимальном вылете ковша

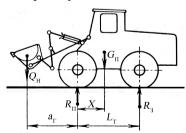


Рисунок 7.14 — Расчетная схема для определения нагрузок на оси погрузчика

(рисунок 7.14).

На передний мост груженого погрузчика действует нагрузка

$$R_{\rm II} = G_{\rm II} \left( 1 - \frac{x}{L_{\rm T}} \right) + Q_{\rm H} \left( 1 + \frac{a_{\rm r}}{L_{\rm T}} \right),$$
 (7.13)

где x и  $a_{\rm r}$  плечи сил, принимаемые относительно передней оси, м.

На задний мост действует нагрузка

$$R_{3} = \frac{x}{L_{T}} G_{\Pi} - \frac{a_{\Gamma}}{L_{T}} Q_{H}. \tag{7.14}$$

Для порожнего погрузчика нагрузки на переднюю и заднюю оси можно определить по формулам (7.13) и (7.14), но без вторых составляющих, связанных с грузоподъемностью  $Q_{\rm H}$ .

Расчет усилий в гидроцилиндрах поворота ковша производят по максимальному выглубляющему усилию, приложенному к режущей кромке ковша (рисунок 7.15). **Выглубляющее усилие** определяют из условия продольного опрокидывания погрузчика относительно оси передних колес:

$$N_{\rm B} = \frac{G_{\rm T}}{l_1} [l_2 - (0.25...0.35)l_{10}], \tag{7.15}$$

где  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_{10}$  – плечи соответствующих сил, м.

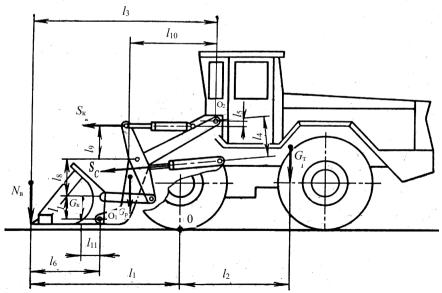


Рисунок 7.15 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндрах

## рабочего оборудования погрузчика

Усилие на штоке одного гидроцилиндра поворота ковша определяют из условия равновесия системы относительно оси поворота ковша (точки O<sub>1</sub>):

$$S_{K} = K_{3} \frac{N_{B} i_{\Pi} + G_{K} i_{K}}{Z_{K}}, \qquad (7.16)$$

где  $\kappa_3$  — коэффициент запаса, учитывающий потери в гидроцилиндрах и шарнирах,  $\kappa_3$  = 1,25;

 $i_{\rm II}, i_{\rm K}$  — мгновенные передаточные числа механизма, которые определяются соотношением плеч системы рычагов, для выглубляющей силы и силы тяжести ковша,

$$i_{\text{II}} = \frac{l_6 l_8}{l_7 l_9}, \quad i_{\text{K}} = \frac{l_{11} l_8}{l_7 l_9}$$

 $l_6\,, l_7\,,\ l_8\,,\ l_9\,,\ l_{11}-$  плечи приложения соответствующих сил в элементах механизма поворота, м;

 $G_{\kappa}$  — сила тяжести ковша;

 $z_{\kappa}$  — число гидроцилиндров поворота ковша.

Расчет усилий в гидроцилиндрах стрелы также производят по максимальному выглубляющему усилию. Усилие на штоке гидроцилиндра стрелы определяют из суммы моментов сил, действующих относительно оси поворота стрелы, т. е. точки  $O_2$  (см. рисунок 7.14):

$$S_{c} = \kappa_{3} \frac{N_{B} l_{3} + G_{o} l_{10} - S_{K}' l_{5} z_{K}}{l_{4} z_{c}}, \qquad (7.17)$$

где  $l_3$ ,  $l_5$ ,  $l_{10}$  — плечи соответствующих сил, создающих крутящие моменты относительно оси стрелы, м;

 $S_{\rm k}'$  – усилие в гидроцилиндре ковша без учета коэффициента запаса;  $z_{\rm c}$  – число гидроцилиндров поворота стрелы.

По полученным значениям усилий на штоках гидроцилиндров ковша  $S_{\kappa}$  и стрелы  $S_{c}$ , а также принятому давлению в гидросистеме машины рассчитывают диаметры и подбирают эти гидроцилиндры.

Гидросистема должна обеспечивать необходимые для эффективной работы погрузчика скорости перемещения погрузочного оборудования. Скорости движения поршней гидроцилиндров ковша и стрелы выбирают, исходя из требуемых скоростей движения ковша и стрелы.

*Скорость запрокидывания ковша*, м/с, (т. е. линейная скорость кромки ковша при подъеме в конце заполнения ковша) зависит от начальной скорости внедрения ковша в бурт материала:

$$v_{\text{3au}} = (0, 5...0, 6)v_{\text{RH}}.$$
 (7.18)

Скорость опрокидывания ковша (т. е. линейная скорость кромки ковша при опускании в начале выгрузки) зависит от скорости запрокидывания ковша:

$$v_{\text{onp}} = \kappa_{\text{np}} v_{\text{san}}, \tag{7.19}$$

где 
$$\kappa_{\rm пp} = \begin{cases} \{1,30...1,35 - {\rm для}\ {\rm Z}\text{-образного}, \\ 0,74...0,77 - {\it H}\text{-образного механизма}. \end{cases}$$

*Скорость подъема стрелы* (т. е. средняя вертикальная скорость в шарнире крепления ковша) выбирают так, чтобы подъем груза был завершен к моменту начала разгрузки ковша:

$$v_{\text{под}} = \frac{l_{\text{п}}}{L_{\text{nx}}} v_{\text{зад}}, \tag{7.20}$$

где  $l_{\rm II}$  – длина пути (по вертикали) шарнира крепления ковша при подъеме стрелы, м;

 $L_{px}$  – средняя длина пути рабочего хода погрузчика, м;

 $v_{3ад}$  – скорость движения погрузчика на задней передаче, м/с.

**Скорость опускания стрелы** зависит в свою очередь от скорости ее подъема:

$$v_{\text{on}} = (1, 2...1, 3)v_{\text{non}}.$$
 (7.21)

Основные расчетные положения обусловливают наиболее опасные нагрузки, действующие на элементы рабочего оборудования погрузчика. Они рассмотрены в практикуме [6] и других учебных изданиях.

**Производительность.** При расчете эксплуатационной производительности фронтальных погрузчиков как машин циклического действия наиболее значимым является временной фактор, а именно продолжительность всего цикла и время, затрачиваемое на отдельные операции. Имеется несколько вариантов оценки производительности, которые дают неравнозначные результаты, поскольку в различной степени учитывают специфику процесса и особенности разрабатываемого материала.

**Эксплуатационную производительность** фронтальных одноковшовых погрузчиков,  $м^3/ч$ , (по традиционному варианту) рассчитывают по формуле

$$\Pi_{\mathfrak{I}} = 3600 \kappa_{\mathsf{B}} \kappa_{\mathsf{HAII}} \kappa_{\mathsf{yCI}} \kappa_{\mathsf{Tp}} \frac{q_{\mathsf{K}}}{T_{\mathsf{II}}}, \qquad (7.22)$$

где  $\kappa_{\text{в}}$  – коэффициент использования машины по времени,  $\kappa_{\text{в}}$  = 0,85;

кнап – коэффициент наполнения ковша;

 $\kappa_{\text{усл}} - \kappa$ оэффициент учета условий работы,  $\kappa_{\text{усл}} = 0.8...1.0$ ;

ктр – коэффициент учета типа трансмиссии;

$$\kappa_{\rm тp} = \begin{cases} 0.8 - \text{для обыкновенной,} \\ 1.0 - \text{для автоматической трансмиссии;} \end{cases}$$

 $q_{\rm K}$  – вместимость ковша с «шапкой», м<sup>3</sup>;

 $T_{\rm H}$  — продолжительность цикла, с.

Рабочий цикл включает подход погрузчика к бурту, внедрение ковша в бурт, заполнение ковша, отход погрузчика от бурта и подход к месту выгрузки, выгрузка материала и маневрирование. Соответственно, время цикла составляет

$$T_{\text{II}} = t_{\text{IIOII}} + t_{\text{BH}} + t_{\text{3AII}} + t_{\text{OTX}} + t_{\text{BHI}} + t_{\text{MAH}},$$
 (7.23)

где  $t_{\text{под}}$  — время подхода погрузчика к бурту материала для заполнения ковша, с,

$$t_{\text{под}} = \frac{L_{\text{под}}}{v_{\text{рол}}}, \tag{7.24}$$

 $L_{\text{под}}$  – длина пути подхода погрузчика к бурту, м;

 $v_{\rm pog}$  — средняя скорость погрузчика при подходе к бурту, м/с;

 $t_{_{\mathrm{BH}}}-$  время внедрения ковша в бурт материала, с,

$$t_{\rm BH} = \frac{l_{\rm A}}{v_{\rm pyr}}; \tag{7.25}$$

 $l_{\pi}$  – длина днища ковша, м;

 $v_{\rm BH}$  — средняя скорость погрузчика при внедрении ковша в бурт, м/с;

 $t_{3 a \Pi}$  — время заполнения ковша, с,

$$t_{\text{3aII}} = \frac{\pi D_{\text{III}}^2 s_{\text{IIIT}}}{4 \eta_{\text{of}} \Pi_{\text{H}}}, \tag{7.26}$$

 $D_{\text{гц}}$  – диаметр поршня гидроцилиндра поворота ковша, м;

 $s_{\text{шт}}$  — ход штока гидроцилиндра, м;

ηоб – объемный КПД гидронасоса;

 $\Pi_{\rm H}$  — теоретическая подача гидронасоса, приводящего гидроцилиндр поворота ковша, м<sup>3</sup>/c;

 $t_{\text{отх}}$  — время отхода погрузчика от бурта и подхода к месту выгрузки, с,

$$t_{\text{otx}} = \frac{L_{\text{otx}}}{v_{\text{oty}}}, \qquad (7.27)$$

 $L_{\text{отх}}$  – длина пути отхода погрузчика от бурта, м;

 $v_{\text{отх}}$  — средняя скорость погрузчика при отходе от бурта, м/с;

 $t_{\text{выг}}$  — время выгрузки материала из ковша, с,

$$t_{\text{выг}} = \frac{\pi \left( D_{\text{гц}}^2 - d_{\text{шт}}^2 \right) s_{\text{шт}}}{4 \eta_{\text{o}6} \Pi_{\text{H}}}, \tag{7.28}$$

 $d_{\text{шт}}$  – диаметр штока гидроцилиндра поворота ковша, м;

 $t_{\text{ман}}$  — время маневрирования погрузчика,  $t_{\text{ман}} = 2...6$  с.

Как правило, скорости подхода и отхода погрузчика считают одинаковыми, а скорость внедрения ковша в бурт – вдвое меньше скорости подхода.

Для упрощения расчетов в ряде случаев время, затрачиваемое на различные операции, выбирают, исходя из практических рекомендаций:

$$t_{\text{nog}} = 6...8 \text{ c}; \ t_{\text{вн}} = 5...10 \text{ c}; \ t_{\text{зап}} = 5...10 \text{ c};$$
 $t_{\text{отх}} = 6...8 \text{ c}; \ t_{\text{выг}} = 2...3 \text{ c}; \ t_{\text{ман}} = 2...6 \text{ c}.$ 

$$(7.29)$$

Другие варианты оценки эксплуатационной производительности одно-ковшовых погрузчиков изложены в практикуме [6] и других учебных изданиях.

### Контрольные вопросы

- 1 Дайте классификацию погрузчиков.
- 2 Какими сменными рабочими органами снабжают фронтальные погрузчики?
- 3 В чем состоят особенности механической и гидромеханической (с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами) ходовых трансмиссий?
- 4 Какие эксплуатационные возможности дают одноковшовым погрузчикам Z-образная и *H*-образная схемы рычажной системы рабочего оборудования?
  - 5 Как происходит поворот погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой?
  - 6 Как обеспечивается устойчивость телескопических погрузчиков?
  - 7 Что такое бортовой поворот?
- 8 Как проверить правильность выбора силы тяжести погрузочного оборудования?
- 9 Как проверить правильность выбора напорного усилия на режущей кромке ковша погрузчика?
- 10 Какие стадии цикла следует учитывать при оценке эксплуатационной производительности погрузчиков?

# **8** МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ГРУНТОВ

**У**плотнение грунтов и дорожно-строительных материалов является одной из наиболее важных стадий технологического процесса при строительстве дорог.

От степени уплотнения и деформационной устойчивости грунтов и оснований зависят эксплуатационно-технические характеристики (ровность поверхности и несущая способность, износостойкость и атмосферостойкость) дорожных покрытий.

Процесс уплотнения сводится к статическому или динамическому силовому воздействию на обрабатываемый материал, под влиянием которого происходит сближение частиц материалов, их более компактное расположение и снижение пористости. Степень уплотнения можно характеризовать плотностью и пористостью (для чего необходимо знать эти показатели монолитных пород).

По принципу действия рабочих органов уплотняющих машин различают укатку, вибротрамбование и виброуплотнение.

Укатка относится к статическому воздействию на уплотняемый материал, остальные (трамбование, виброуплотнение) – к динамическому. Их используют как раздельно, так и в сочетании друг с другом в зависимости от свойств уплотняемых материалов.

# 8.1 Конструкции и устройство катков

**Катки** являются наиболее распространенными машинами для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов. Это многопроходные машины, которые уплотняют грунт за счет многократных проходов по одному следу. Катки различают по следующим основным признакам:

- по способу передвижения прицепные, полуприцепные и самоходные;
- по величине давления на уплотняемый материал легкие, средние и тяжелые;
  - *по числу осей* одно-, двух- и трехосные;
- *по способу воздействия на уплотняемую поверхность* статические и вибрационные;
- *по виду рабочего оборудования* с металлическими вальцами (гладкими и фигурными), с пневматическими колесами и комбинированные, т. е. сочетающие металлические вальцы и пневматические колеса;
- по типу трансмиссии с механической, гидромеханической с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами;

- по типу несущей конструкции с моноблочной и шарнирносочлененной рамой;
- *по виду привода* с неполным (на задний или передний валец) и полным (на оба вальца) приводом;
- *по способу поворота* за счет поворота переднего или заднего вальца, совместным поворотом обоих вальцов, «изломом» шарнирно-сочлененной рамы;

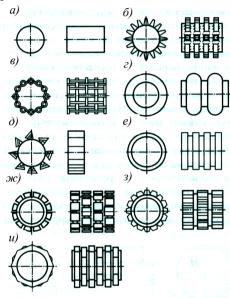


Рисунок 8.1 — Схемы вальцов: a — гладкий валец;  $\delta$  — кулачковый валец;  $\epsilon$  — решетчатый валец;  $\epsilon$  — пневматические колеса;  $\delta$  — валец с плитками;  $\epsilon$  — дисковый валец;  $\epsilon$  — сегментный валец;  $\epsilon$  — компакторный валец;  $\epsilon$  — валец с набором многоугольных дисков

по комплектации металлических вальцов – с базовыми вальцами и со съемными бандажами различной конфигурации на вальцах для уплотнения грунтов, дорожных оснований и покрытий, а также с бульдозерным отвалом.

Для уплотнения грунтов укаткой применяют прицепные, полуприцепные и самоходные катки с гладкими, фигурными (кулачковыми, решетчатыми и др.) вальцами, а также с пневмоколесами (рисунок 8.1).

Прицепные катки — это устройства, имеющие рабочий орган в виде вальца, который агрегатируют с одно- и двухосными пневмоколесными тягачами. При этом часто используют сцепки, состоящие из двух-трех катков. Прицепные катки обладают наименьшей маневренностью.

Полуприцепные катки — это устройства, которые оснащают рабочим органом в виде одноосного вальца и одноосным тягачом. Одноосный тягач не может самостоятельно передвигаться без полуприцепного рабочего оборудования, а в агрегате с полуприцепом представляет собой самоходную машину с передней ведущей осью. Опорно-сцепное устройство тягача допускает поворот полуприцепа на угол  $\pm 90^{\circ}$ , что обеспечивает большую маневренность (по сравнению с прицепным агрегатом) и возможность ведения укатки челночным способом.

Прицепные и полуприцепные катки оснащают в основном металлическими фигурными и пневмоколесными вальцами.

Самоходные катки — это устройства, которые имеют силовую установку с трансмиссией и рабочее оборудование, а также систему управления и вспомогательное оборудование (смачивающее устройство, приспособление для очистки рабочего оборудования и др.). Самоходные катки оснащают гидромеханическим приводом хода с гидрообъемным или гидродинамическим компонентом. В большинстве современных моделей катков используют привод с гидродинамическим компонентом, трансмиссия которого включает редуктор, гидротрансформатор, коробку передач, раздаточную коробку и карданные передачи. Их оснащают всеми видами рабочего оборудования — металлическими (гладкими и фигурными) и пневмоколесными вальцами, а также комбинированными агрегатами.

Для обеспечения деформационной устойчивости земляных сооружений отсыпаемые грунты следует уплотнять до состояния, близкого по плотности к состоянию залегания грунтов. Поэтому катки являются многопроходными машинами: число проходов зависит от типа катка, свойств и толщины уплотняемого материала.

В процессе уплотнения дорожно-строительных материалов происходит постоянный рост предела прочности и модуля деформации (упругости) уплотняемого материала. Эффективность и качество уплотнения зависят от соотношения контактных давлений вальца и прочностных характеристик уплотняемого материала. Наибольший эффект достигается при соответствии этих параметров путем последовательного повышения контактных давлений от прохода к проходу. Его реализуют с использованием катков возрастающей (от прохода к проходу) массы – легкого, среднего и тяжелого.

**Давление рабочего органа на грунт** не должно превышать предела прочности грунта на сжатие. На практике используют соотношение

$$\sigma_{\text{max}} = (0,8...0,9)\sigma_{\text{cx}}, \qquad (8.1)$$

где  $\sigma_{max}$  – максимальное контактное давление на материал, МПа;

 $\sigma_{\text{сж}}$  – предел прочности материала при сжатии, МПа,

$$\sigma_{\text{сж}} = \begin{cases} 0.3...0.6/0.3...0.4 - \text{песчаных и супесчаных грунтов,} \\ 0.6...1.5/0.4...0.8 - \text{суглинистых,} \\ 1.5...1.8/0.8...1.0 - \text{глинистых грунтов;} \end{cases}$$

(в числителе — для катков с гладкими вальцами, в знаменателе — для катков на пневмошинах).

В настоящее время производят большое количество различных по компоновке катков. В дополнение к приведенной классификации в таблице 8.1 представлены катки с различной схемой компоновки рабочих органов.

Таблица 8.1 – Классификация катков

	Катки с различной схемой компоновки					
Показатель						
Валец	Гладкий металлический	Гладкий металлический, комбинированный	Комбинированный			
Принцип действия	Статические и вибрационные	Статические и вибрационные	Вибрационные			
Трансмиссия	Гидромеханическая с гидрообъемным компонентом	Гидромеханическая с гидрообъемным компонентом	Гидромеханическая с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами			
Способ управления поворотом	Направляющий валец	Направляющий валец	«Изломом» шарнирно- сочлененной рамы			

## 8.1.1 Катки статического действия

**Катки статического действия** являются наиболее простыми машинами для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов. Их различают по виду рабочего органа (рисунок 8.2):

- а) с металлическими вальцами:
- гладкими (см. рисунок  $8.2, a-\epsilon$ );
- фигурными (кулачковыми, решетчатыми и др.) (см. рисунок  $8.2, \varepsilon, \partial$ );
- б) с пневматическими колесами (см. рисунок 8.2, e, 3);
- в) с комбинированными рабочими органами с металлическими вальцами и пневмоколесами (см. рисунок  $8.2, \mathcal{H}$ ).

Наряду с перечисленными рабочими органами для расширения технологических возможностей гладкие металлические вальцы комплектуют съемными бандажами различной конфигурации для уплотнения грунтов, дорожных оснований и покрытий.

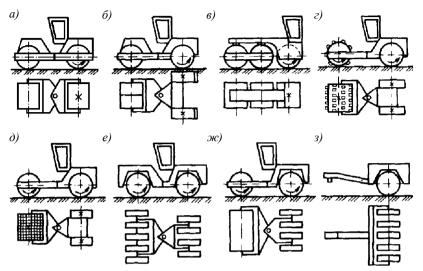


Рисунок 8.2 — Основные схемы катков: a-ж — самоходные; 3 — прицепные

Статическое действие на грунт реализуют с помощью металлических и пневмоколесных вальцов.

Катки с гладкими металлическими вальцами обеспечивают уплотнение в результате медленного (по существу статического) повышения давления в слоях материала, прилегающего к зоне контакта с вальцом. На эффективность уплотнения и толщину уплотненного слоя влияют величина линейного давления, а также свойства уплотняемого материала.

К основным параметрам катков с гладкими вальцами относят *силу твыести*, *диаметр* и *ширину вальцов*, а также *давление*, приходящееся на единицу ширины вальца.

Уплотняющая способность катка с металлическими вальцами зависит от его силы тяжести, ширины и диаметра вальцов, т. е. от величины удельного линейного давления. По этому показателю катки разделяют на следующие категории:

- легкие (давление <40 кH/м, масса <5 т, мощность <20 кВт);
- *средние* (40–60 кН/м, 6–10 т, 25–30 кВт);
- мяжелые (>60 кH/м, >10 т, >30 кBт).

Легкие катки используют для предварительного, средние — для промежуточного, а тяжелые — для окончательного уплотнения грунтовых, щебеночных и гравийных оснований дорожной одежды, а также покрытий.

Эффективность и качество уплотнения зависят от скорости перемещения катка, определяющей длительность контакта рабочего органа с грунтом. При этом при больших скоростях движения катка в грунте формируется

менее прочная структура с низкой деформационной устойчивостью. С учетом этого фактора наиболее рациональным считают следующий режим: первый и два последних прохода ведут со скоростью 2,0–2,5 км/ч, а промежуточные – со скоростью 4–6 км/ч.

Катки статического действия бывают одно-, двух- и трехосными. Одноосные — это, как правило, одновальцовые катки. Их выполняют как с поддерживающими элементами (вальцами или колесами), так и без них. Это катки легкого типа. Двигатель и трансмиссия располагаются внутри вальца, а рычаги управления выносят на рукоятку дышла, с помощью которого вручную выполняют повороты катка. Поддерживающие элементы делают управляемыми.

Двухосные двухвальцовые катки (так называемые тандемы) находят наибольшее применение в дорожном строительстве. Нередко их снабжают устройствами, обеспечивающими боковое смещение одного вальца относительно другого, что расширяет их технологические возможности. Они могут иметь один (задний) или оба ведущих вальца. Эти катки бывают легкого, среднего и тяжелого типов. Как правило, широкие вальцы средних и тяжелых катков делают разрезными, состоящими из двух одинаковых секций, во избежание повреждения поверхности покрытия за счет сдвига материала при поворотах. Секции ведущих разрезных вальцов соединяют между собой дифференциалом, а секции ведомых свободно устанавливают на оси с небольшим зазором между ними, который не влияет на качество укатки поверхности. Тандемные катки могут быть как статического, так и динамического действия.

Двухосные трехвальцовые катки статического действия имеют два узких ведущих вальца на задней оси и один широкий управляемый ведомый валец на передней оси. Они бывают среднего и тяжелого типов. Уплотнение производят в основном задними вальцами, распределенная нагрузка от которых в два раза больше нагрузки от переднего вальца. Заднюю ось снабжают дифференциалом, что позволяет катку на кривых малых радиусов проходить без повреждения уплотняемого слоя материала. Большой диаметр ведущих вальцов улучшает качество укатки и дает возможность легко преодолевать препятствия.

*Трехосные трехвальцовые катки* (с одним или всеми тремя приводными) относят к каткам тяжелого типа. Они бывают двух видов: а) с задним ведущим и двумя передними ведомыми управляемыми катками; б) со всеми ведущими вальцами.

Конструкция их подвески позволяет перераспределять силу тяжести по осям в зависимости от профиля уплотняемой поверхности. Передний управляемый валец может свободно перемещаться в вертикальной плоскости, что позволяет в транспортном положении не нагружать раму, которая связывает все вальцы. При необходимости его можно зафиксировать в определенном положении. Такие катки используют для окончательной отделки и уплотнения (изза конструкции рамы их иногда называют катками безволновой укатки).

Катки с гладкими металлическими вальцами имеют конструкцию основных частей, зависящую от числа осей. Вальцы катков выполняют, как правило, сварными, состоящими из обода, дисков и ступицы. Для снижения металлоем-кости вальцы часто изготавливают полыми (полости заполняют балластом).

Передние (направляющие) вальцы могут выполняться разрезными, состоящими из двух одинаковых частей. В результате при поворотах каждая часть вращается со своей скоростью, что улучшает ровность поверхности (из-за уменьшения сдвигов материала) и уменьшает сопротивление повороту.

Подвеску (один из вариантов) переднего вальца конструируют так, чтобы валец мог наклоняться в вертикальной плоскости на угол до 30–35° при наездах на препятствия одной стороной.

*Катки с кулачковыми вальцами* являются самыми распространенными для уплотнения связных и комковатых грунтов. Они представляют собой полые гладкие металлические вальцы (диаметром 1,0–2,6 м), к внешней поверхности которых приварены уплотняющие кулачки (в шахматном порядке). Вальцы имеют загрузочные люки для заполнения балластом (песком, водой и др.).

К основным параметрам катков с кулачковыми вальцами относят *силу тяжести*, *диаметр* и *ширину вальцов*, *количество* и *конфигурацию кулачков*, а также *давление*, приходящееся на площадь поперечного сечения кулачка.

Кулачки могут иметь различную форму (рисунок 8.3). Они должны обеспечивать уплотнение на максимальную толщину отсыпаемого грунта и минимальное разрыхление поверхностного слоя при выходе кулачка на по-

верхность. Наибольшая эффективность достигается при работе на грунтах, если количество кулачков составляет 15–20 для тяжелых и 20–25 для легких катков на 1 м² поверхности вальца.

Для гладких вальцов уплотнение грунта происходит от поверхности вглубь слоя. Кулачковые вальцы начинают уплотнение на глубине, наращивая его

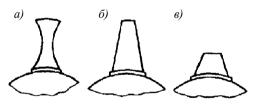


Рисунок 8.3 — Основные типы кулачков грунтоуплотняющих катков: a — реверсивные;  $\delta$  — шиповые;  $\epsilon$  — сегментные

в направлении к поверхности. Поэтому на контактных площадках кулачков с грунтом должно быть достаточное давление для их погружения.

По давлению, которое оказывает кулачок на грунт, катки с кулачковыми вальцами разделяют на *легкие* (0,4–2,0 МПа), *средние* (2–4 МПа) и *мяжелые* (4–10 МПа).

Форма кулачков также влияет на качество уплотнения грунтов. Основные требования к форме кулачка состоят в уменьшении разрыхленности грунта, равномерной передаче давления на грунт и самоочищаемости рабочего органа. Ранее применяли реверсивные симметричные кулачки, которые хорошо погру-

жались в грунт и выходили из него без излишнего разрыхления поверхности. Однако при работе на связных грунтах происходит налипание уплотняемого материала на шейку кулачка. Поэтому в основном используют шиповые и сегментные кулачки, которые обеспечивают ударное воздействие на грунт (см. рисунок 8.3) при низкой степени его налипания. Их опорная поверхность имеет круглую, квадратную или эллиптическую форму. Ее площадь зависит от массы катка: с увеличением массы растет площадь опорной поверхности кулачка. Так, при переходе от среднего к тяжелому катку величина опорной поверхности увеличивается примерно в три раза. Длина кулачков также зависит от массы катка. Например, у катков среднего типа она составляет 200–250 мм, а у тяжелых катков достигает 400 и более мм.

В настоящее время производители катков активно используют кулачки типа «раdfoot» (с шипами в виде усеченной призмы) и «sheepfoot» (с шипами в виде усеченного конуса), которые уплотняют поверхностный слой до более высокой и однородной плотности по сравнению с другими типами кулачков. При этом кулачки типа «sheepfoot» («овечьи ножки») являются наиболее экономичными. Их высокая маневренность является большим преимуществом при уплотнении в стесненных условиях, например, вблизи зданий, опор мостов и др.

В СНГ выпускают кулачковые катки массой (с балластом) 9 и 18 т (имеются катки до 30 т при диаметре вальцов до 2,4 м). Толщина уплотняемого слоя достигает 0,2–0,3 м при 8–12 проходах. Однако при их работе верхняя часть грунта разрыхляется при выходе кулачка, поэтому грунт доуплотняют с помощью катков других типов с гладкими или пневмоколесными вальцами.

Помимо кулачковых катков (рисунок 8.4,  $\delta$ ), для уплотнения сухих комковатых грунтов и предварительно разрыхленных старых грунтовых, гравийных, щебеночных и стабилизированных оснований используют решетчатые, сегментные и пластинчатые катки. Катки с решетчатыми вальцами (рисунок 8.4, a) имеют обечайку в виде решетки из прутьев диаметром 30–40 мм (или собранной из литых металлических элементов). Масса катка с балластом составляет 15–30 т при диаметре вальца до 2,5 м и ширине до 3 м. Их используют и для связных, и для несвязных грунтов, обеспечивая уплотнение на глубину до 0,4 м.

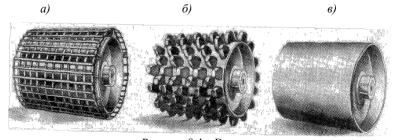


Рисунок 8.4 — Вальцы: a — решетчатый;  $\delta$  — кулачковый;  $\epsilon$  — гладкий

Пневмоколесные катки могут уплотнять все виды грунтов, а также дорожно-строительные материалы. Они не подвергают дроблению щебень и гравий (как гладкие металлические вальцы). Их уплотняющая способность зависит от силы тяжести машины и давления в шинах. Уплотнение упругими пневмоколесами обусловлено сочетанием статического действия силы тяжести катка и упругой деформации пневматических шин, которая вызывает сдвиговой эффект уплотнения за счет выдавливания воздуха из материала в направлении перемещения катка. При этом ряд современных моделей пневмокатков оборудованы централизованной системой регулировки давления в шинах, что позволяет управлять площадью зоны уплотнения.

К основным параметрам пневмокатков относят типоразмеры шин, число колес, зазоры между шинами и сила тяжести катка.

Благодаря совместному действию силы тяжести катка и упругой деформации шин, вызывающей сдвиговый эффект, катки на пневмошинах являются более эффективными, чем катки с гладкими металлическими вальцами. Они могут обеспечить уплотнение грунта (в зависимости от массы катка) на глубину от 0,2 до 0,7 м (при меньшем количестве проходов). Этому способствует увеличенная площадь и большее время контакта с грунтом по сравнению с гладкими вальцами.

В качестве примера на рисунке 8.5 представлена конструктивная схема пневмоколесного катка модели АМКОДОР 6641.

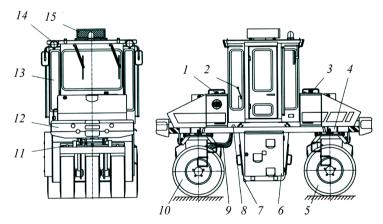


Рисунок 8.5 — Пневмоколесный статический каток модели АМКОДОР 6641: I — топливный бак; 2 — система управления; 3 — гидробак; 4 —рама; 5 — передний мост; 6 — облицовка; 7 — система смачивания; 8 — пневмосистема; 9 — гидросистема; 10 — ведущий мост; 11 — система смачивания; 12 — балласт; 13 — кабина управления; 14 — электросистема; 15 — кондиционер

Его применяют для уплотнения различных типов оснований (в том числе гравийных, шлаковых и щебеночных), а также при ремонте и строительстве

автомобильных дорог всех категорий. Эксплуатационная масса составляет 8000 кг (с балластом 9600 кг) при мощности 59,6 кВт. Он оснащен двумя пневмошинными мостами, содержащими 4+3 колес и имеющими колесную формулу  $7\times4$  (рисунок 8.6).

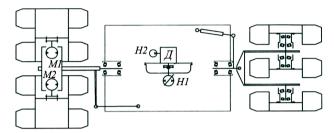


Рисунок 8.6 – Кинематическая схема пневмоколесного статического катка модели АМКОДОР 6641:

Д – двигатель; Н1, Н2 – гидронасосы; М1, М2 – гидромоторы

Гидросистема катка (рисунок 8.7) содержит два контура, которые обеспечивают привод хода и поворот катка.

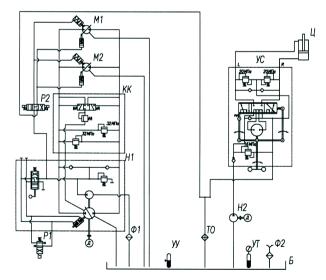


Рисунок 8.7 – Гидросхема катка модели АМКОДОР 6641:

Б – гидробак; КК –блок предохранительных клапанов; М1, М2 – гидромоторы привода хода; H1—насос привода хода катка; H2 — насос рулевого управления;

P1, P2 – гидрораспределители; TO – калорифер; УС – гидроусилитель руля; УТ – датчик температуры; УУ – указатель уровня масла;  $\Phi$ 1,  $\Phi$ 2 – всасывающие фильтры;

Ц – гидроцилиндр рулевого управления

Привод хода осуществляют двумя гидромоторами М1 и М2 от насоса переменной производительности Н1. Гидромоторы имеют два диапазона скоростей — рабочий и транспортный. Регулирование рабочего объема гидромоторов производят гидрораспределителем Р2, которым также включают дисковый стояночный тормоз. Гидрораспределитель Р1 отключает подачу насоса Н1 при включенном стояночном тормозе.

Привод хода осуществляют по закрытой схеме с использованием насоса подпитки, установленного непосредственно на насосе H1 и связанного с гидробаком через всасывающий фильтр  $\Phi1$ . Для защиты гидросистемы хода используют блок клапанов KK.

Рулевое управление передним мостом производят гидроцилиндром Ц через гидроусилитель руля УС, который соединен с насосом Н2 и имеет встроенные предохранительный и реактивные клапаны.

Различают прицепные, полуприцепные и самоходные пневмокатки с гладкой и рельефной поверхностью. Несамоходные катки содержат от 4 до 6 колес, самоходные – от 7 до 9. Эти катки выпускают трех типоразмеров: легкие – 15 т, средние – 25 т и тажелые – 50 т. Кроме того, прицепные катки имеют еще один типоразмер: особо тажелые – 100 т и более (для аэродромов применяют специальные катки до 200 т).

Прицепные катки агрегатируют с двухосными тягачами и пневмоколесными тракторами, полуприцепные – с одно- и двухосными тягачами.

По способу подвески колес их разделяют на катки *с жесткой* и *независимой подвесками*. В катках с жесткой подвеской все пневмоколеса смонтированы на одной оси, что затрудняет качественное уплотнение неровной поверхности из-за неравномерной нагрузки на каждое колесо. В катках с независимой (секционной) подвеской каждое колесо связано с отдельной секцией и своим балластным контейнером. В результате обеспечивается

свободное копирование рельефа поверхности каждым колесом и его постоянный контакт с грунтом (рисунок 8.8).

Опорные узлы колес также допускают их качание в поперечной плоскости, благодаря чему следы передних и задних колес перекрывают друг друга.

Давление воздуха в пневмощинах является весьма эффективным средством обеспечения уплотнения различных грунтов. При этом во многих моделях пневмо-

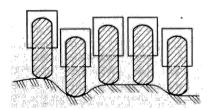


Рисунок 8.8 — Схема независимой подвески колес пневмоколесного катка

колесных катков предусмотрено регулирование давления воздуха в шинах в процессе работы. Оптимальные значения давления составляют:

- для песчаных грунтов 0,2-0,3 МПа;
- для супесей 0,3–0,4 МПа;
- для суглинистых и глинистых грунтов 0,5-0,6 МПа.

Конфигурацию протектора шин также учитывают при уплотнении различных грунтов. На практике используют диагональные, радиальные и широкопрофильные шины. Диагональные и радиальные шины обеспечивают эффективное уплотнение различных видов грунтов при давлении в шинах в интервале от 0,3 до 0,9 МПа, т. е. они являются универсальным средством уплотнения. Широкопрофильные шины являются менее универсальными, их используют в основном при уплотнении укрепленных грунтов при давлении в шинах, составляющем 0,4 МПа.

Легкие и средние катки уплотняют слои грунта на глубину  $0,10-0,15\,$  м, тяжелые — до  $0,7\,$  м. Количество проходов зависит от многих факторов (типа грунта и его деформационной способности, толщины уплотняемых слоев и требуемой плотности после уплотнения) и составляет  $3-4\,$  прохода для несвязных грунтов и  $6-8\,$ — для связных.

Пневмоколесные катки имеют моноблочную жесткую раму, которая опирается на ходовую систему в трех точках: одна — спереди, две — сзади. Такая компоновка обеспечивает устойчивость и равномерное распределение силы тяжести катка по уплотняемой поверхности. Ведущие пневмоколеса задней оси располагают на неразрезном мосту, а управляемые передние пневмоколеса качаются в поперечной плоскости благодаря креплению к раме в одной точке. За счет балласта, загружаемого в балластный отсек в средней части катка, его масса может быть увеличена в два раза. Количество передних и задних пневмоколес должно быть различным, чтобы они перекрывали зоны уплотнения друг друга.

Катки на пневмоколесах имеют смачивающую систему для охлаждения шин при уплотнении горячих асфальтобетонных смесей, а также для увлажнения обрабатываемых покрытий. Смачивающая система содержит баки для воды вместимостью 300–600 дм², которые располагают на передней и задней части катка, трубопроводы и распылители воды.

Пневмосистема катков состоит из компрессора, ресивера, запорных и предохранительных клапанов, кранов и трубопроводов. Она обеспечивает регулирование давления воздуха в шинах и распыление охлаждающей воды.

Комбинированные катки совмещают достоинства жестких вальцов и упругих пневмоколес: на одной оси устанавливают сплошной или разрезной металлический валец, на другой — пневматические колеса с гладким протектором. Ходовая гидрообъемная трансмиссия комбинированных катков состоит из одного (при одном ведущем вальце) или двух контуров. Привод хода ведущего вальца включает насос регулируемой подачи, гидромотор и редуктор. При выходе из строя одного из гидроконтуров другой обеспечивает нормальную работу катка.

Жестковальцовые и комбинированные катки имеют моноблочную или *шарнирно-сочлененную* рамы. Моноблочная рама дает повышенную жест-

кость катку, что позволяет при необходимости перераспределять его силу тяжести между вальцами. Рама с двумя управляемыми вальцами обеспечивает возможность изменения направления движения поворотом переднего или заднего вальца, а также одновременным поворотом обоих вальцов. Шарнирно-сочлененная рама состоит из передней и задней полурам, которые могут поворачиваться друг относительно друга в горизонтальной плоскости на угол до  $\pm 30$ –35° и в вертикальной — на угол  $\pm 8$ –12°. Каждая из полурам опирается на жесткий валец или комплект пневматических колес. Ось жесткого вальца закрепляют неподвижно относительно полурамы, а ось пневмоколес может быть неподвижной или подвижной (последний вариант значительно повышает маневренность катка). Шарнирное сочленение увеличивает набор способов поворота по сравнению с моноблочной рамой. Каждую из полурам снабжают балластным водяным баком, который выполняет также функции резервуара системы орошения вальцов.

### 8.1.2 Вибрационные катки

**Вибрационные катки** (прицепные и самоходные) предназначены для послойного уплотнения несвязных, мало связных и гравийно-щебневых грунтов на глубину до 0,6–1,2 м, а также для уплотнения асфальтобетонных покрытий. Их выполняют с гладкими, а также с кулачковыми и решетчатыми вальцами. Кулачковые и решетчатые используют для уплотнения грунтов, гладкие – для асфальтобетонных покрытий.

Помимо приведенной ранее общей классификации виброкатки целесообразно разделить по следующим признакам:

- *по величине статической линейной нагрузки (давления)* легкие (давлением <40 кH/м, массой <2 т), средние (40–60 кH/м, 2–6 т) и тяжелые (>60 кH/м, >6 т);
- *по типу колебаний вибровальца* с круговыми ненаправленными и направленными, в том числе вертикальными и горизонтальными (осцилляционными) колебаниями.

Их уплотняющее воздействие обусловлено сочетанием статической и динамической нагрузок на уплотняемый материал. Вибрация вальца существенно снижает внутреннее трение в грунте, что способствует его лучшему уплотнению. Виброкатки значительно эффективнее статических: по уплотнению различных грунтов виброкатки с массой 1,5–8,0 т эквивалентны каткам статического действия с массой 10,0–15,0 т. Важным достоинством современных виброкатков является возможность регулирования их уплотняющего воздействия за счет управления частотно-амплитудными характеристиками колебаний виброэлементов вальцов. Конструкция и привод вальцов обес-

печивают бесступенчатое (плавное) или ступенчатое (дискретное) изменение амплитуды колебаний в широком диапазоне, а также реализацию круговых (ненаправленных) и направленных, в том числе реверсивных колебаний, что позволяет подбирать оптимальные параметры вибровоздействия в зависимости от стадии уплотнения, толщины слоя и характеристик грунта.

Как уже было отмечено, вибрационные катки обеспечивают более высокую степень уплотнения, поскольку сочетают действие статической силы (т. е. собственной силы тяжести) и вынуждающей силы, связанной с колебаниями вибратора. Для этих целей применяют только жесткие металлические вальцы, поскольку пневмоколеса являются виброизоляторами, демпфирующими колебания. В качестве вибраторов используют в основном дебалансные элементы (валы и др.) с регулируемыми частотно-амплитудными характеристиками. Вибрационные катки оснащают системой амортизаторов, защищающих оператора, силовую установку и гидропривод от вибраций.

Эффективность уплотнения виброкатками (по сравнению с катками статического действия) зависит от типа грунта: с увеличением содержания в грунте глинистых частиц она снижается. В частности, если при уплотнении песков виброкатки эффективнее в пять раз (т. е. примерно во столько раз можно снизить массу виброкатка, чтобы достичь той же степени уплотнения, что и катками статического действия), то для супесей – в два раза, а для средних и тяжелых суглинков – всего на 10–30 %.

Воздействие на материал может происходить в режиме вибрации (с пригрузом) и при отрыве вальца от поверхности. Переход из режима виброуплотнения к режиму вибротрамбования происходит при амплитуде вибрации, составляющей примерно 0,3–0,4 мм.

Самоходные виброкатки бывают одновальцовыми с ручным управлением, двухвальцовыми двухосными и трехвальцовыми трехосными. Наиболее распространенными являются двухвальцовые двухосные машины.

По типу ходовой трансмиссии различают виброкатки с механической, гидромеханической с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами.

Рабочим органом виброкатка является металлический валец сварной конструкции, внутри которого вмонтирован вибровозбудитель. Обычно это дебалансный вал (или другой элемент, создающий круговые или направленные колебания), приводимый от гидромотора. Соединение вибровальца с рамой катка осуществляют с помощью резинометаллических амортизаторов.

В последние годы получили широкое распространение комбинированные самоходные виброкатки, одна из осей которых имеет гладкий металли-

ческий валец, а другая – пневмошины. Эти катки могут иметь моноблочную или шарнирно-сочлененную раму.

Конструкции вальцов самоходных катков могут различаться в зависимости от типа катка и его трансмиссии. Особенностью виброкатков с гидромеханической трансмиссией с гидрообъемным компонентом является размещение в корпусе вальца механизма передвижения и дебалансного вала.

В конструкциях вибрационных вальцов используют *ненаправленные* и *направленные* колебания.

На рисунке 8.9 представлены схемы различных устройств, обеспечивающих эти колебания. Самым простым способом уплотнения является воздействие *ненаправленных круговых колебаний*. Их можно реализовать с помощью одиночного вала с дебалансами, который устанавливают соосно оси вибровальца (см. рисунок 8.9, *a*).

Для реализации направленных колебаний используют в основном схему вибрации (см. рисунок 8.9, 6 и  $\varepsilon$ ), которая включает два параллельно расположенных лебалансных вала.

Направленные колебания реализуют в двух вариантах:

- 1) с помощью двух вибровальцов (см. рисунок 8.9,  $\delta$ ), каждый из которых имеет вибровозбудитель с круговыми колебаниями (как правило, один вал с дебалансом);
- 2) с помощью пары вибровалов с дебалансными элементами, которыми оснащают валец (см. рисунок 8.9, 6,  $\varepsilon$ ).

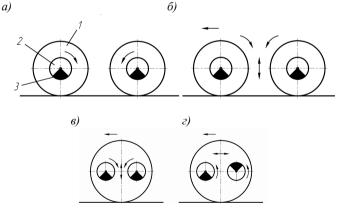


Рисунок 8.9 — Схемы реализации колебаний в виброкатках

(1 - вибровалец; 2 - дебалансный вал; 3 - дебаланс):

а – круговых ненаправленных – в двухвальцовом виброкатке;

 $\delta$  – направленных вертикальных – в сдвоенном виброкатке;

в – направленных вертикальных – в вальце с двумя дебалансными валами;

г – направленных горизонтальных – в вальце с двумя дебалансными валами

Вариант двух вибровальнов реализован в конструкции катков, имеющих сдвоенные вальцы. Оба вальца оснащают вибровозбудителями с круговыми колебаниями, каждый из которых представляет собой вал с дебалансом. При этом их дебалансные элементы смещены друг относительно друга на угол в 180° (в горизонтальном положении). Вибровалы с дебалансами вращаются в разные скорости с одинаковой частотой, поэтому горизонтальные усилия вибровозбудителей уравновешиваются, а на уплотняемый материал передаются в основном вертикальные нагрузки. Вариант двух вибровалов в одном вальце имеет более широкие технические возможности и позволяет реализовать различные виды колебаний в зависимости от расположения дебалансов и направления вращения. Во-первых, направленные вертикальные колебания – за счет одинаковой частоты вращения валов в разные стороны (см. рисунок 8.9, в) при смещении дебалансов друг относительно друга на угол 180°. Во-вторых, направленные горизонтальные колебания – за счет одинаковой частоты вращения валов (см. рисунок 8.9, г) при смещении дебалансов друг относительно друга на угол 180°.

Круговые колебания передаются от дебалансного вала через валец на уплотняемый материал. Валец с одним дебалансным валом имеет, как правило, одну или две фиксированные частоты вращения вала вибровозбудителя, а также одно или два значения вынуждающей силы.

Двухамплитудный режим вибрации задают при изменении направления вращения одиночного дебалансного вала катка: в прямом направлении реализуют одну амплитуду, а при реверсе — другую. К наиболее распространенным дебалансам относят:

- раздвижные внешние дебалансы с подвижным и неподвижным эксцентриками (рисунок 8.10, a);
- капсульные эксцентриковые противовесы с внутренними подвижными элементами (рисунок 8.10,  $\delta$ ).

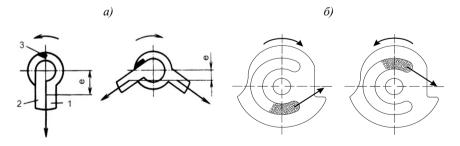


Рисунок 8.10 — Принципиальная схема дебалансов вибровозбудителя: a — раздвижных (I — свободный дебаланс; 2 — закрепленный дебаланс; 3 — ограничитель);  $\delta$  — компактных капсульных

Раздвижной дебаланс (см. рисунок 8.10, а) состоит из двух частей, одна из которых (2) жестко закреплена на вибровале, а вторая (1) может свободно поворачиваться относительно оси вала. При вращении вала против часовой стрелки оба дебаланса вращаются как единое целое, а по часовой стрелке — раздвигаются. В результате вынуждающая сила, развиваемая вибровозбудителем, имеет два значения, которые можно определить с помощью следующих формул:

– для вращения против часовой стрелки:

$$P_{\text{BMH}1} = me\omega^2, \qquad (8.2)$$

где m — суммарная масса дебалансов, кг;

е – радиус вращения центра тяжести массы дебалансов, м;

ω – угловая скорость вращения вала, об/с;

- для вращения по часовой стрелке:

$$P_{\text{вын2}} = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + 2P_1P_2\cos\frac{\alpha}{2}},$$
 (8.3)

где  $P_1$  и  $P_2$  – вынуждающая сила каждого дебаланса, H;

а – угол между осями дебалансов, град.

В капсульных герметичных дебалансах (см. рисунок 8.10,  $\delta$ ) внутри полого эксцентрика смещается подвижный элемент (в виде стальных шариков или дроби, стального грузика по форме паза и др.), который при изменении направления вращения (в разных положениях) обеспечивает различную амплитуду колебаний.

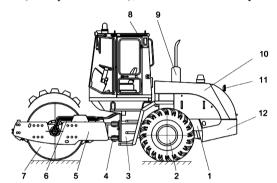
Гидросистема катков обеспечивает управление движением катка в рабочем и транспортном режимах и регулирование воздействия рабочих органов на уплотняемый материал. Она имеет особенности в зависимости от типа катка и вида вибрационного воздействия на уплотняемый материал. В большинстве случаев гидросистема состоит из трех независимых самостоятельных контуров: привода хода, привода вибровозбудителя и привода рулевого управления. Двигатель внутреннего сгорания через муфту сцепления и редуктор приводит три гидронасоса, питающих рабочей жидкостью гидромоторы указанных приводов.

Привод хода включает реверсивный регулируемый гидронасос и гидромотор, приводящий непосредственно или через редуктор колеса заднего моста.

Привод вибровозбудителя состоит из гидронасоса и гидромотора, вращающего дебалансный вал (с эксцентриком). Вибровозбудитель может иметь две фиксированные частоты вращения и две величины возмущающей силы, что достигается с помощью раздвижных дебалансов и реверсирования гидромотора или посредством переключения с одного эксцентрикового дебаланса на другой (см. рисунок 8.10). Гидрораспределитель обеспечивает в нейтральном положении золотника отключение привода вибровозбудителя, а в крайних положениях – вращение гидромотора вправо или влево для получения двух частот.

Привод рулевого управления состоит из насоса постоянной подачи, гидроруля (т. е. гидрораспределителя), предохранительного клапана и двух (или одного) гидроцилиндров.

Вариант одновальцового вибрационного уплотнения грунтов и дорожных оснований круговыми колебаниями реализован в конструкции отечественного грунтового катка модели АМКОДОР 6712В, который содержит ведущий вибрационный валец и ведущий колесный модуль (рисунок 8.11). Каток имеет шарнирно-сочлененную конструкцию. Он состоит из несущей рамы I (с силовым агрегатом 9, кабиной 8 и мостом 2) и передней полурамы 5 (с вибровальцом 7), соединенных между собой шарниром сочленения 4.



# Рисунок 8.11 – Каток АМКОДОР 6712B:

1 — рама; 2 — мост; 3 — топливный бак; 4 — шарнир; 5 — передняя полурама; 6 — гидросистема; 7 — вибровалец; 8 — кабина; 9 — силовой агрегат; 10 — облицовка; 11 — электросистема; 12 — гидробак

Колесный модуль (рисунок 8.12) включает неуправляемый ведущий мост с двумя пневмоколесами, которые получают вращение от гидромотора через одноступенчатый редуктор, главную передачу и ступичные планетарные редукторы.

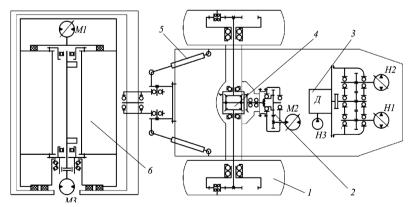


Рисунок 8.12 — Кинематическая схема катка АМКОДОР 6712В: I — мост; 2 — редуктор; 3 — двигатель; 4 — дифференциал; 5 — гидроцилиндр поворота; 6 — вибровалец

Гидросистема катка обеспечивает привод хода, привод вибраторов и рулевое управление (рисунок 8.13).

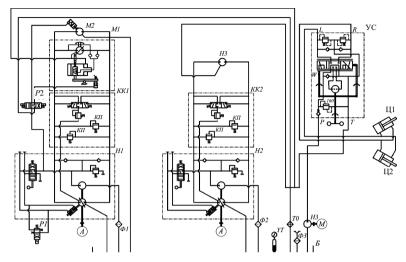


Рисунок 8.13 – Гидросхема катка модели АМКОДОР 6712В:

Б – гидробак; КК1, КК2 –блоки предохранительных клапанов; КП – предохранительные клапаны; М1, М2 – гидромоторы привода хода; М3 – гидромотор привода вибровозбудителя; Н1 – насос привода хода катка; Н2 – насос привода вибровозбудителя; Н3 – насос рулевого управления; Р1, Р2 – гидрораспределители; ТО – калорифер; УС – гидроусилитель руля; УТ – датчик температуры; Ф1–Ф3 – всасывающие фильтры; Ц1, Ц2 – гидроцилиндры рулевого управления

Привод хода осуществляют двумя гидромоторами М1 и М2, встроенными в вибровалец и мост, от насоса переменной производительности Н1. Гидромотор М1 является регулируемым, что позволяет изменять как рабочую, так и транспортную скорости.

*Привод вибратора* (вибровозбудителя) осуществляют гидромотором M3, установленном в вибровальце, от насоса H2.

Для защиты контуров насосов H1 и H2 от перегрузок каждый контур снабжают коробкой предохранительных клапанов КК1 и КК2.

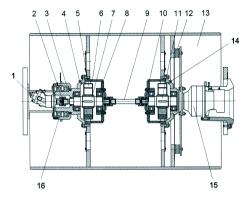
Подпитку контуров производят шестеренными насосами подпитки, которые устанавливают на основных насосах H1 и H2, через всасывающие фильтры  $\Phi$ 1 и  $\Phi$ 2.

*Рулевое управление* обеспечивает насос Н3, гидроусилитель руля УС и гидроцилиндры Ц1 и Ц2. Гидроруль оснащен предохранительным клапаном для защиты от перегрузок.

Гидрораспределитель P1 обеспечивает блокировку включения подачи насоса H1 при включенном стояночном тормозе, гидрораспределитель P2 — включение стояночного тормоза и переключение скоростей.

Вибровалец грунтового катка АМКОДОР 6712В (рисунок 8.14) состоит из двух корпусов вибратора 6 и 10, соосные дебалансные валы 7 и 11 которого соединены между собой промежуточным валом 9. Вращение дебалансным валам через муфту 2 передают гидромотором 1.

Привод хода вальца осуществляют гидромотором через приводной диск и резинометаллические амортизаторы 12.



# Рисунок 8.14 – Вибровалец катка АМКОДОР 6712B:

I – гидромотор вибратора;
2 – муфта;
3 – опора;
4, 14 – пробки заливные;
5 – дебаланс;
6, 10 – корпусы вибратора;
7, 9, 11 – валы;
8, 16 – подшипники;
12 – амортизатор;
13 – валец;
15 – гидромотор хода

Вариант двухвальцового вибрационного уплотнения грунтов и дорожных оснований круговыми колебаниями рабочего органа реализован в отечественном вибрационном катке модели АМКОДОР 6622В (рисунок 8.15), который предназначен для уплотнения щебеночных, гравийных и шлаковых оснований и покрытий.

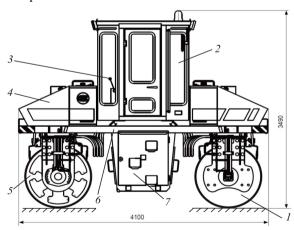


Рисунок 8.15 — Каток вибрационный двухвальцовый АМКОДОР 6622В: 1,5 — вибрационные вальцы; 2 — кабина управления; 3 — система управления; 4 — водяной бак; 6 — рама; 7 — силовой агрегат

На рисунках 8.16 и 8.17 представлены кинематическая и гидравлическая схемы катка АМКОДОР 6622В. Как видно из рисунка 8.17, оба вальца являются ведущими, управляемыми и вибрационными.

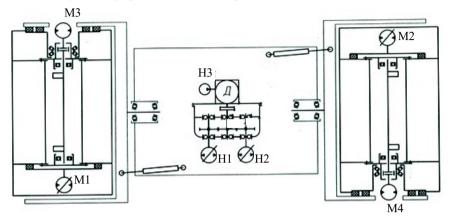


Рисунок 8.16 — Кинематическая схема катка модели АМКОДОР 6622B: Д – силовая установка; H1–H3 – гидронасосы; M1–M4 – гидромоторы

Гидросистема (см. рисунок 8.17) содержит три контура, которые обеспечивают приводы хода, вибровозбудителя и поворота катка.

Привод хода осуществляют двумя гидромоторами М1 и М2 от насоса переменной производительности Н1 с гидромеханическим управлением. Гидромоторы имеют два диапазона скоростей для рабочего и транспортного режимов. Регулирование их объемов производят гидрораспределителем Р2, которым также включают дисковый стояночный тормоз. Гидрораспределителем Р1 отключают подачу насоса Н1 при включенном стояночном тормозе.

Привод вибровозбудителя осуществляют двумя последовательно установленными гидромоторами М3 и М4 от насоса переменной производительности Н2 с электрогидравлическим управлением. Гидрораспределителем Р3 обеспечивают три режима работы вальца: статическое давление, высокая и низкая частоты вибровоздействия.

Приводы хода и вибровозбудителей осуществляют по закрытой схеме с использованием насосов подпитки, установленных непосредственно на насосах H1 и H2. Защиту гидролиний осуществляют блоки клапанов КК1 и КК2.

Привод поворота катка осуществляют посредством управления положением переднего вибровальца от гидроцилиндра Ц1 через гидроусилитель руля УС, а также за счет управления положением заднего виброваль-

ца от гидроцилиндра Ц2 через гидрораспределитель Р5 с электрическим управлением. Оба гидроцилиндра работают от насоса Н3, предохраняемого клапаном КП.

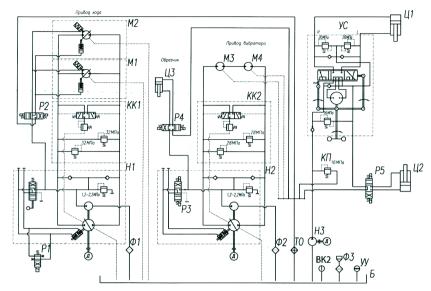


Рисунок 8.17 – Гидросхема катка модели АМКОДОР 6622В:

Б – гидробак; ВК2 – датчик контроля температуры; КК1, КК2 – блоки предохранительных клапанов; КП – предохранительный клапан; М1, М2 – гидромоторы привода хода; М3, М4 – гидромоторы привода вибровозбудителя; Н1 –насос привода хода катка;

из, мі4— гидромоторы привода виоровозоудителя, тт —насос привода хода катка

Н2 — насос привода вибровозбудителя; Н3 — насос рулевого управления;

P1-P5 — гидрораспределители; TO — масляный радиатор; YC — гидроусилитель руля; YY — указатель уровня масла;  $\Phi1-\Phi3$  — всасывающие фильтры;  $\Pi1$  — гидроцилиндр управления передним вальцом;  $\Pi2$  — гидроцилиндр управления задним вальцом;

Ц3 – гидроцилиндр управления механизмом обрезки кромки

Вибровалец грунтового катка АМКОДОР 6622В (рисунок 8.18) отличается по конструкции от вибровальца катка АМКОДОР 6712В (см. рисунок 8.14). Вибровозбудитель представляет собой вал 13 с закрепленными на нем двумя дебалансами 12, которые обеспечивают двухрежимную вибрацию с круговыми колебаниями. Гидромотор 19 приводит вал 13 через зубчатую муфту 17. За счет изменения направления вращения (при реверсе) меняется величина крутящего момента и, как следствие, амплитуда колебаний и вынуждающая сила. Таким образом вибровозбудитель обеспечивает два значения вынуждающей силы и две амплитуды. Изменение крутящего момента при реверсе происходит из-за изменения расположения дроби, находящейся внутри корпуса капсульного дебаланса.

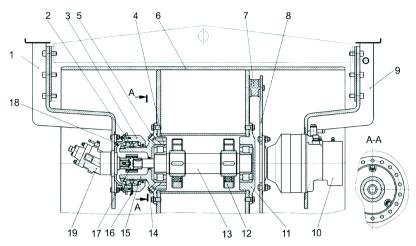


Рисунок 8.18 – Вибровалец катка АМКОДОР 6622В:

1,9 — опорные кронштейны; 2 — опорный подшипник; 3 — опора; 4 — подшипник вибровальца; 5 — заливная пробка; 6 — валец; 7 — амортизатор; 8 — диск приводной; 10 — гидромотор хода; 11 — крышка; 12 — дебаланс; 13 — дебалансный вал; 14 — контрольная пробка; 15 — цапфа вальца; 16 — масленка; 17 — муфта; 18 — сапун; 19 — гидромотор вибровозбудителя

Привод хода вибровальца осуществляют высокомоментным гидромотором 10, установленным в опоре 9 и соединенным с вальцом через приводной диск 8 и резинометаллический амортизатор 7. Гидромотор имеет встро-

енный постоянно замкнутый дисковый стояночный тормоз, растормаживаемый давлением подпиточного контура.

Наибольшая эффективность уплотнения достигается при работе комбинированных катков, имеющих вибровалец и пневмовалец с шинами. Совместное действие различных рабочих органов способствует обеспечению наибольшей плотности грунта за меньшее число проходов по сравнению с катками, содержащими однотипные вальцы.

В каждом из представленных на рисунках 8.14 и 8.18 вибровальцах возбудителем колебаний является единичный дебалансный вал, который обеспечивает вибрацию вальца с круговыми ненаправленными колебаниями.

Между тем направленные колебания (см. рисунок 8.9) способствуют более эффективному уплотнению грунта при меньшем числе проходов катка. В учебных изданиях [1, 6, 14] достаточно подробно изложен механизм вертикальных и горизонтальных направленных колебаний.

Сочетание вертикального статического давления силы тяжести катка и горизонтального (тангенциального) реверсивного воздействия обусловливают статическое сжатие и реверсивный сдвиг частиц уплотняемого материала, что имеет следующие достоинства:

- а) уменьшение разрушения частиц минерального заполнителя;
- б) снижение сил внутреннего трения частиц уплотняемого материала.

Частицы грунта под воздействием осцилляции смещаются и формируют более уплотненный материал, чем под воздействием вертикальной вибрации, из-за постоянного контакта осцилляторного вальца с материалом. При этом амплитуда тангенциальной осцилляции составляет от 1,0 до 2,0 мм при оптимальной частоте в интервале 40–50 Гц.

Современные виброкатки, использующие осцилляции, имеют следующие варианты вибровоздействия на уплотняемый материал:

- передний валец только вибрацией (направленной или круговой), задний только осцилляцией;
  - оба вальца только осцилляцией;
  - оба вальца вибрацией или осцилляцией.

Привод дебалансных валов осуществляют с помощью ременных, цепных или зубчатых передач.

Следует отметить, длительный контакт поверхности осцилляторных вальцов с грунтом ведет к их повышенному износу, что требует применения высокопрочных износостойких материалов для их изготовления. Так, для увеличения срока службы вальца используют легированные стали с твердостью более 450 HB, а также усиливают кромки вальцов износостойкими накладками.

В ряде случаев для лучшей передачи уплотняемому материалу горизонтальных усилий увеличивают коэффициент сцепления поверхности вальца, чтобы не было проскальзывания вальца. Этому требованию удовлетворяют вальцы с обрезиненной поверхностью, поскольку коэффициент сцепления с резиной в 1,7–1,8 раза выше, чем со сталью.

Один из вариантов реализации направленных колебаний с двухрежимной вибрацией представлен на рисунке 8.19.

Гидромотором I обеспечивают привод хода вальца (и катка), а гидромотором  $\delta$  через редуктор 2 и зубчатую передачу 9 приводят во вращение дебалансные валы  $\delta$  и 7. При вращении дебалансных валов  $\delta$ , эксцентрики которых смещены друг относительно друга на  $180^\circ$ , на валец передают осцилляционные колебания. При этом с помощью центрального дебалансного вала  $\delta$  реализуют еще и круговые колебания. При реверсе меняется эксцентриситет дебалансных масс  $\delta$  и  $\delta$  и  $\delta$  что сопровождается изменением величины вынуждающей силы. Двухрежимная вибрация при высокой и низкой амплитуде способствует расширению технологических возможностей катка.

Ведущие производители дорожной техники выпускают отдельные модели катков, а также их типоразмерные ряды, которые отличаются между собой характерным параметром (массой, мощностью или шириной укатки).

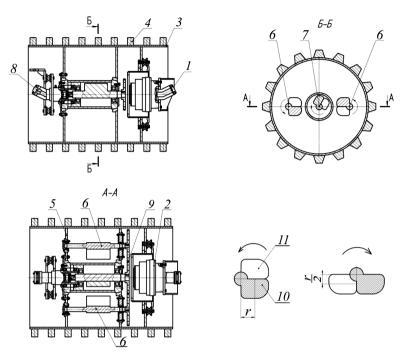


Рисунок 8.19 — Схема вибровальца с направленными колебаниями: I — гидромотор хода; 2 — редуктор; 3 — обод; 4 — кулачки; 5 — поперечное ребро; 6, 7 — дебалансные валы; 8 — гидромотор вибровозбудителя; 9 — зубчатая передача; 10, 11 — неподвижный и подвижный эксцентрики (дебалансы)

В таблицах 8.2 и 8.3 приведены технические характеристики некоторых прицепных вибрационных и пневмоколесных катков ряда производителей, в том числе отечественных. Прицепные вибрационные катки (см. таблицу 8.2) имеют, как правило, шарнирно-сочлененную раму и две оси, на передней из которых установлен рабочий орган в виде гладкого или кулачкового барабана, оснащенный вибровозбудителем. Большинство моделей имеет две частоты вибрации с двумя значениями вынуждающей силы и двумя величинами амплитуд. При этом вибровалец может работать в трех режимах: статическое воздействие, вибрационное воздействие при низкой и высокой амплитуде колебаний. Соответственно, при работе в этих режимах валец осуществляет укатку грунта, виброуплотнение или вибротрамбование в зависимости от структуры и типа грунта.

Пневмоколесные катки (см. таблицу 8.3) имеют передний и задний рабочие вальцы, которые содержат заданное число пневмоколес с перекрытием следов укатки. Для большинства моделей приведены два значения массы катков: без балласта и с балластом. Балластные емкости или специальные грузы обеспечивают вальцам значительное увеличение давления на уплотняемый материал.

 $\it Tаблица~8.2$  —  $\it Texhuчeckue$  характеристики прицепных дорожных катков

Модель	Тип* Масса, вальца т	Мощность, кВт	Ширина укатки, мм	Параметры вибрации			Скорость,	
				частота, Гц	сила**, кН	амплитуда, мм	км/ч***	
Bomag BW124DH-3	Γ	3,85	33,0	1200	41/41	85/43	1,70/0,85	9
Bomag BW124PDH-3	К	3,95	33,0	1200	41/41	85/43	1,70/0,85	9
Bomag BW211D-4	Γ	13,79	98,0	2130	30/36	236/170	1,80/0,90	12
Bomag BW211PD-4	К	14,69	98,0	2130	30/36	236/170	1,80/0,90	12
Hamm 3205	Γ	5,475	45,0	1370	30/42	69/61	1,55/0,69	-
Hamm 3205P	К	5,815	45,0	1370	30/42	69/61	1,20/0,53	ı
Hamm 3412	Γ	12,200	98,0	2140	30/40	256/215	1,91/0,90	-
Sakai SV201D	Γ	4,350	54,6	1370	30	72	1,65	7,4
Sakai SV620D	Γ	12,610	83,3	2130	28,3/33,3	255/172	2,08/1,02	6/10
Volvo SD45D	Γ	4,807	59,0	1372	32	99	1,98	11,7
Volvo SD77F	К	8,063	78,0	1676	31,2-33,8	135-171	1,98/1,33	12,3
Cat CS54	Γ	10,84	97,0	2134	31/34	234/133	1,80/0,85	11,1
Cat CP54	К	11,53	97,0	2134	31	266/133	1,7/0,85	11,1
АМКОДОР 6712В	Γ	12,100	77,2	2100	28/32	232/148	1,3	6/12
Белдортехника ВГ-12-3	Γ	12,260	73,5	2250	40,0/28/3	120/180	0,4/1,1	7/13
Раскат RV-15DT	Γ	15,000		2200	28/35	300/210	1,9/0,9	6

<sup>\*</sup> Г – гладкий, К – кулачковый. \*\* Вынужденная сила. \*\*\* Рабочая транспортная скорость.

321

Таблица 8.3 – Технические характеристики пневмоколесных дорожных катков

Модель	Тип*	Число шин**	Масса***, т	Мощность, кВт	Ширина укатки, мм	Скорость***, км/ч
Bomag BW11RH	С	4/5	4/12	63	1730	25
Bomag BW24RH	С	4/4	8,65	74,9	2200	20
Hamm GRW 10	С	4/4	9,17	86	1086	20
Hamm HD150TT	С	4/4	14,33	98	1910	20
Amman AP240PTR H	С	5/4	10/24	74	1990	19
Sakai GW750	С	3/4	8.4/9,0	78,8	1950	3/5/9
Sakai TZ703	С	3/4	9,2/13,0	94	2275	4/7/11/10
АМКОДОР 6641	С	3/4	9,2	60	1800	19,2
АМКОДОР 6641А	С	3/4	9,9	60	1800	19,2
Mitsuber YL16C	П	_	16	73,5	2000	20
Mitsuber XP261	П	_	26	115	2750	20
XGMA XG6201P	П	_	13,8/20,0	92	2260	4,0/7,3/16,5
XGMA XG6301P	П	_	17,7/30,0	128	2750	3,5/7,0/16,5
Cat CW16	С	5/6	5,3/12,2/15,0	75	1740	9/19
Cat CW34	С	5/6	9,7/13,5/27,0	98	2090	6/12/19

<sup>\*</sup> С – самоходный, П – прицепной. \*\* На передней / на задней оси. \*\*\* Без балласта / с балластом.

<sup>\*\*\*\*</sup> Скорость – низкая / средняя / высокая

Производители типоразмерных рядов катков используют широкий набор унифицированных модулей, в числе которых силовые установки, планетарные редукторы и гидростатические передачи, силовые рамы, рабочее оборудование (вальцы, вилки, рамы, шарниры и др.), гидро- и электрооборудование, системы орошения и очистки вальцов, кабины с рабочим местом оператора и др. Применение унифицированных агрегатов и узлов позволяет с минимальными затратами создать широкий набор катков для различных материалов и условий эксплуатации и существенно повышает ремонтопригодность машин.

Следует отметить работы по возможности использования гусеничного ходового оборудования для уплотнения грунтов и дорожных оснований. Такого рода проект в свое время реализовала фирма «Котаtsu», которая выпускала виброкатки, имеющие гусеничный вибровалец и колесное или гусеничное шасси. Модели JT150WA-1 (с колесным шасси) и JT150WAC-1 (с гусеничным шасси) имели массу 16,2 и 16,7 т соответственно при ширине уплотняемой полосы 1,8 м. Вибровозбудитель обеспечивал следующие параметры вибрации: амплитуду колебаний 2,8 мм и вынуждающую силу 180 кН. Опыт их эксплуатации показал целесообразность их применения в сложных грунтовых условиях: на уклонах, составляющих 18–22°, на высокосвязных грунтах и больших толщинах грунтовых оснований.

*К основным направлениям развития уплотнительной техники* относят следующие:

- 1) дальнейшее улучшение экологических и эргономических условий труда машинистов и эксплуатации катков за счет их оснащения бортовыми компьютерами и микропроцессорной техникой, эффективной защиты от шума и вибрации, а также улучшения обзорности с целью уменьшения мертвых зон перед вальцами и сбоку от них;
- 2) расширение типоразмерного ряда самоходных и прицепных катков для повышения эффективности уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов;
- 3) снижение энергозатрат при уплотнении катками за счет использования эффективных физико-механических методов воздействия (регулируемых направленных колебаний, вакуумных технологий, электрических и электромагнитных полей, и др.) на грунты и дорожные основания;
- 4) расширение технологических возможностей катков за счет их оснащения вспомогательным рабочим оборудованием, в том числе бульдозерными отвалами, щебнераспределителями, виброплитами, съемными бандажами вальцов с гладкой поверхностью и с фигурными уплотнительными элементами, устройствами для уплотнения и отрезки кромки покрытий и др.;
- 5) расширенное оснащение катков системами глобального позиционирования (GPS, ГЛОНАСС, Galileo и др.), обеспечивающими картографирование уплотняемого участка в режиме реального времени, и устройствами оперативного контроля степени уплотнения грунта;

- 6) оснащение катков энергосберегающими системами, обеспечивающими высокое качество уплотнения при минимальных энергозатратах за счет автоматизации рабочего цикла с контролем и регулированием толщины, плотности, жесткости и других характеристик уплотняемых слоев;
- 7) введение систем телематики, обеспечивающих взаимодействие всех катков на стройплощадке и обмен оперативной информации о показателях их работы (выработке, расходе топлива) с возможностью удаленного доступа к этой информации с компьютеров в центральном офисе компании;
- информации с компьютеров в центральном офисе компании;

  8) развитие многоцелевых траншейных виброкатков с дистанционным управлением, обеспечивающих возможность надежной и эффективной работы в условиях ограниченного пространства, на сложных грунтах и на площадках, где существует риск опрокидывания.

Ведущие производители уплотнительной техники расширяют номенклатурный ряд моделей за счет применения гибридных силовых установок, обеспечивающих значительное энергосбережение при уплотнении. Для этого используют гидроаккумуляторы, которые дают дополнительную мощность (до 20 кВт) в течение нескольких секунд при пиковой нагрузке, что позволяет установить менее мощный ДВС и уменьшить выделение выхлопных газов.

Снижения энергозатрат при эксплуатации катков достигают за счет использования сменного или дополнительного рабочего оборудования. Помимо этого, производители предлагают различные варианты комплектации базовых моделей катков, которые включают элементы системы управления, эргономические устройства и приспособления, варианты усиления рамы и ходового оборудования, системы автоматического контроля мощности двигателя, автоматические системы вибрации, комплекты сменного рабочего оборудования, включая бульдозерные отвалы, бандажи и др.

Двухрежимную вибрацию используют в большинстве имеющихся сейчас моделей виброкатков. Более того, для расширения технологических возможностей разработчики уплотнительной техники (фирмы «Вомад», «Ingersoll-Rand», «Ammann», «Натт», «Dynapac», «Caterpillar» и др.) устанавливают на многих моделях виброкатков многорежимные уплотняющие системы, которые без переналадки обеспечивают уплотнение слоев материалов различного типа, состояния и толщины. Эти системы снабжают устройствами с дискретным или плавным регулированием уплотняющего воздействия вибровозбудителя круговых ненаправленных колебаний, которые имеют одну, две или три частоты колебаний вальца с несколькими амплитудами силового воздействия. Например, фирма «Ingersoll-Rand» выпускает виброкатки, обеспечивающие восемь амплитуд и две частоты колебаний вальца; фирма «Caterpillar» выпускает виброкатки с тремя — пятью амплитудами при одной — трех частотах вальца.

Применение GPS в виброкатках позволяет повысить производительность уплотнения грунтов и дорожных покрытий за счет увеличения толщины уплотняемого слоя без ухудшения его качества. При этом система глобальной навигации позволяет получить карту распределения плотности по всему рабочему участку, т. е. обеспечить сплошной контроль качества уплотнения каждого слоя. Их оснащают системами контроля качества уплотнения, которые дают оператору информацию о технологическом процессе и позволяют эффективно управлять его параметрами. Например, фирма «Sakai America» устанавливает на вибрационных катках систему контроля CIS (Compaction Information System), которая отражает на дисплее карту перемещения машины с учетом данных GPS, распределение температуры материала и степень уплотнения при заданных частотно-амплитудных характеристиках. Эта информация позволяет оператору легко контролировать процесс и достичь требуемого качества уплотнения в зависимости от технологических характеристик смеси.

Для обеспечения баланса качества работ и производительности катков разработаны вибрационные катки с системой IC (от англ. Intellectual Compaction – интеллектуальное уплотнение) для земляного полотна, щебеночного покрытия и асфальтобетонной смеси. Концепция «интеллектуального» уплотнения состоит в способности изменять характеристики вибровоздействия (частоту и амплитуду вибраций, характер колебаний и др.) в процессе движения катка, опираясь на информацию о текущей плотности грунта под вибровальцом.

Система IC вибрационного катка включает подсистемы, которые обеспечивают:

- контроль состояния уплотняемого материала;
- управление воздействием рабочих органов катка на материал в зависимости от его состояния;
- управление параметрами силовой установкой катка в зависимости от нагрузки;
- контроль состояния самого катка, включая самодиагностику его узлов и агрегатов.

Подсистема контроля состояния уплотняемого материала базируется на информации оперативного контроля его жесткости, получаемой от соответствующих датчиков машины.

В подсистеме адаптивного управления параметрами машины основную роль играют алгоритмы управления параметрами рабочих органов на основе заложенных в программу математической модели и информации от упомянутых датчиков обратной связи.

Подсистема адаптивного управления двигателем обеспечивает минимизацию расхода топлива и снижение вредных выбросов продуктов сгорания, а также автоматически изменяет значения мощности двигателя и скорости в зависимости от внешней нагрузки для достижения оптимальной эффективности и экономичности.

Подсистема контроля состояния катка, его агрегатов и узлов повышает их надежность (в том числе ремонтопригодность) за счет применения встроенных диагностических устройств с выводом данных о месте и характере неисправности на приборную панель или дисплей бортового компьютера.

Непрерывные измерения и регистрация жесткости уплотняемого материала обеспечивают автоматическую коррекцию уплотнения в режиме реального времени. В основном для измерения положения вибровальца относительно рамы катка используют датчики усилий и перемещений. При этом жесткость уплотняемого материала оценивают по силе реакции вибровальца. Именно этот показатель (величину реакции вибровальца) используют в программном обеспечении бортового компьютера катка для регулирования давления вибровальца на уплотняемый материал. На основании этих данных осуществляют автоматическую коррекцию частоты и амплитуты вибровоздействия, а также скорости перемещения катка для обеспечения заданной плотности материала. Возможность корректировать процесс уплотнения в режиме реального времени с учетом толщины, состава и структуры уплотняемых материалов дает этим системам значительные преимущества. В их числе увеличение производительности за счет уменьшения числа проходов катка, снижение энергоемкости процесса уплотнения и повышение качества уплотнения.

Ведущие производители дорожных машин выпускают, как правило, типоразмерные ряды дорожных катков, которые различаются как по главному параметру (ширине укатываемой полосы), так и по другим классификационным признакам. При этом широко используют блочно-модульный принцип проектирования с применением унифицированных сборочных единиц и агрегатов. Он позволяет с минимальными затратами создать обширную гамму уплотняющей техники для различных материалов и условий эксплуатации.

Фирма «Вотав» выпускает более шестидесяти моделей самоходных грунтовых катков с массой от 3 до 33 т и шириной уплотнения, достигающей 2,5 м. Их оснащают системой управления, которая обеспечивает непрерывную оценку и отображение динамической жесткости грунта с возможностью оперативного управления этим параметром. В зависимости от типа грунта амплитуду колебаний регулируют бесступенчато в интервале от 0 до 3,3 мм (при постоянной частоте 26 Гц).

Типоразмерный ряд грунтовых виброкатков немецкой фирмы «Наmm» включает более сорока моделей массой от 5 до 25 т. Ряд моделей имеет конструкцию вибровозбудителя, обеспечивающую и вертикальную, и горизонтальную (осцилляторную) вибрации. При этом имеется возможность выбрать необходимый режим вибровоздействия непосредственно во время

движения катка. Такие катки используют в стесненных городских условиях, вблизи зданий, на песчаных грунтах.

Грунтовые виброкатки фирмы «Atlas Copco (Dynapac)» в зависимости от типоразмера (около двадцати моделей в типоразмерном ряду) создают линейное давление от 25 до 65 кг/см. Свое вибрационное воздействие на материал они осуществляют при фиксированных частотах (одной или двух) с амплитудой колебаний в пределах от 1,8 до 2,1 мм, что позволяет реализовать эффективное уплотнение щебеночного слоя на большую глубину (до 2 м).

Современные уплотняющие системы обладают возможностью управле-

ния силовым воздействием в диапазоне от вертикальных до горизонтальных колебаний вибровозбудителя, что позволяет подбирать оптимальный режим уплотнения для материалов различного типа и структуры. Регулирование амплитуды колебаний осуществляют за счет изменения относительного положения дебалансов между собой. Кроме того, многие модели оснащают вибровозбудителями направленных колебаний, которые обеспечивают плавное изменение направления вектора суммарной вынуждающей силы в диапазоне от 0 до 90°, т. е. переводят колебания вальца с вертикальных на горизонтальные (осцилляторные).

Практически все ведущие производители уплотняющей техники имеют в своем арсенале катки с осцилляторным вальцом. Самый широкий типоразмерный ряд катков с осцилляцией имеет фирма «Вотад», который включает девять моделей с эксплуатационной массой от 7300 до 136500 кг. Как правило, такие катки содержат передний валец с вертикальной и задний с горизонтальной (осцилляторной) вибрацией. Сочетание вибрации и осцилляции на одном катке позволяет реализовать уплотнение за меньшее число проходов.

число проходов.

Наиболее продвинутые модели виброкатков реализуют конструкцию вибровозбудителя, которая дает возможность обеим вальцам работать как в режиме вибрации, так и в режиме осцилляции.

В числе производителей осцилляторных катков отечественное предприятие ОАО «Белдортехника», которое выпускает вибрационный каток ДС-31М (мощностью 57,4 кВт и массой 10500 кг) с двумя ведущими и управляемыми вальцами. Передний вибрационный валец имеет реверсивный вибровозбудитель, обеспечивающий при частоте ненаправленных колебаний 36 Гц два режима уплотнения: с высокой (0,7 мм) амплитудой и вынуждающей силой 80 кН и с низкой (0,4 мм) амплитудой и вынуждающей силой 43 кН. Задний валец — осцилляторный, уплотняющий материал при частоте осцилляций 36 Гц. Как было отмечено, такое расположение уплотняющих вальцов является оптимальным для уплотнения многих грунтов и различных дорожных оснований.

Можно заключить, что в целом уплотнительная техника развивается и совершенствуется в традиционных для машиностроения направлениях, которые обеспечивают энергоэффективность использования катков, безопасное и комфортное управление машиной, повышение надежности узлов и агрегатов, повышение уровня технического обслуживания и ремонта, а также эффективность утилизационных мероприятий при списании машины.

# 8.2 Определение основных параметров

При конструировании катков основными расчетами являются тяговый расчет и баланс мощности. Как правило, в основе различных методик оценки геометрических характеристик и других параметров катков лежат эмпирические соотношения, которые используют как для катков статического действия, так и для катков вибрационного действия, но с учетом их конструктивных особенностей.

**Тяговый расчет**. Для катков статического действия сила тяги (по двигателю) T должна быть не меньше суммы W всех сопротивлений, возникающих при движении катка, т. е.  $T \ge W$ .

**Общее сопротивление** включает наиболее значимые составляющие: сопротивление перемещению катка, сопротивление инерционных сил и сопротивление при преодолении криволинейных участков:

- сопротивление перемещению катка, Н,

$$W_{\text{nep}} = (f+i)G_{\text{\tiny K}}, \qquad (8.4)$$

где f – коэффициент сопротивления перемещению,

 $f = \begin{cases} 0,25...0,30/0,15...0,20 - \text{по грунту (в начале укатки),} \\ 0,12...0,15/0,05...0,08 - \text{по грунту (в конце укатки),} \\ 0,15...0,18/-\text{по щебню (в начале укатки),} \\ 0,07/-\text{по щебню (в конце укатки),} \\ 0,045/0,01...0,05 - \text{по покрытию,} \\ \text{в числителе} - \text{для катков с металлическими гладкими вальцами,} \\ \text{в знаменателе} - \text{для пневмокатков;} \end{cases}$ 

i – уклон, i = 0,10;

 $G_{\kappa}$  – сила тяжести катка, H;

- сопротивление инерции покоя, H, при трогании с места катка

$$W_{\rm MH} = \frac{G_{\rm K}}{g} \chi_{\rm Bp} \frac{v}{t_{\rm pas}},\tag{8.5}$$

где g — ускорение свободного падения, м/ $c^2$ ;

 $\chi_{\mbox{\scriptsize вр}}$  — коэффициент учета вращающихся масс (деталей трансмиссии, двига-

теля, вальцов),  $\chi_{BD} = 1,10...1,15;$ 

v – скорость движения катка, м/с;

 $t_{\text{раз}}$  – время разгона до скорости v,  $t_{\text{pas}}$  = 1,0...1,3 с;

- сопротивление при преодолении криволинейных участков, Н,

$$W_{\rm kp} = \kappa_{\rm c} G_{\rm H} \,, \tag{8.6}$$

где  $\kappa_c$  – коэффициент сопротивления при преодолении криволинейных участков,

$$\kappa_{c} = \begin{cases} 0.3 - \text{по рыхлому щебню,} \\ 0.2 - \text{по плотному основанию;} \end{cases}$$

 $G_{\rm H}$  — сила тяжести катка, приходящаяся на направляющие вальцы, Н. Таким образом общая сила сопротивления

$$W = W_{\Pi} + W_i + W_{\Pi \Pi \Pi}, (8.7)$$

Далее необходимо проверить условие сцепления вальцов с обрабатываемой поверхностью:

$$\varphi_{\text{сц}}G_{\text{сц}} \ge T \ge W, \tag{8.8}$$

где фсц – коэффициент сцепления,

$$\phi_{eu} = \begin{cases} 0.15...0, 30 \, / \, 0.5...0, 7 - \text{для грунта,} \\ 0.5...0, 6 \, / - \text{для щебня;} \end{cases}$$

(в числителе – катки с гладкими вальцами, в знаменателе – пневмоколесные);

 $G_{\text{сц}}$  — сцепная сила тяжести, т. е. сила тяжести катка, приходящаяся на ведущие вальцы, Н.

Мощность двигателя, кВт, должна обеспечивать нормальную работу в наиболее тяжелых условиях: в рабочем режиме — при укатке рыхлого щебня на предельном подъеме; в транспортном — при проходе катка по дороге с твердым покрытием на максимальной транспортной скорости. На этапе проектирования ее можно оценить по величине общего сопротивления передвижению катка

$$N_{\kappa} = \frac{Wv}{1000\kappa_{\rm o}\eta_{\rm xoll}},\tag{8.9}$$

где  $\kappa_o$  – коэффициент отбора мощности на привод других агрегатов катка,  $\kappa_o=0,7...0,8;$ 

 $\eta_{\text{ход}} - K\Pi Д$  ходовой трансмиссии катка,  $\eta_{\text{ход}} = 0,80...0,85$  для гидрообъемной трансмиссии.

В рабочем режиме следует учитывать все компоненты формулы (8.7).

В транспортном режиме тяговое усилие находят по этой формуле без учета сил сопротивления подъему, инерции и криволинейному движению. При этом коэффициент сопротивления перемещению принимают для движения машины по твердому покрытию. Соответственно, двигатель выбирают по наибольшему значению тягового усилия, полученному для рабочего и транспортного режимов.

Используя формулу (8.9), можно решать и обратную задачу – по известной мощности силовой установки определить параметры катка.

При проектировании катков статического действия с гладкими металлическими вальцами к основным параметрам относят силу тяжести катка, диаметр и ширину вальцов, а также давление, приходящееся на единицу ширины вальца.

Для двухосных двухвальцовых катков независимо от количества ведущих вальцов силу тяжести катка распределяют по 50~% на ось; для двухосных трехвальцовых на ведущие вальцы приходится не менее 67~% силы тяжести катка.

Для обеспечения устойчивости катков и эффективной укатки обрабатываемого материала их основные размеры должны быть взаимосвязаны. Для тандемных катков имеются следующие рекомендации:

- а) если оба вальца являются ведущими, то они имеют одинаковые размеры;
- б) если один валец является ведущим, желательно, чтобы его диаметр был больше, чем у ведомого вальца.

Для трехосных трехвальцовых катков также применяют эти рекомендации. Для двухосных трехвальцовых катков диаметр ведущих вальцов принимают в 1,4—1,6 раз больше диаметра ведомого вальца. Так, для двухосных двухвальцовых и трехосных трехвальцовых катков целесообразно выполнение соотношения (исходя из условий поперечной устойчивости катка и обеспечения равномерного уплотнения грунта)

$$B_{\rm B} = (1,1...1,2)D_{\rm B},$$
 (8.10)

где  $B_{\rm B}$  – ширина вальца, м;

 $D_{\rm B}$  – диаметр вальца, м.

Если ширина  $B_{\rm B}$  будет больше этого соотношения, ухудшаются условия движения катка на поворотах.

**Диаметр вальца**, см, можно рассчитать по формуле

$$D_{\rm B} = 5.4\sqrt{q_{\,\rm II}} \,\,, \tag{8.11}$$

где  $q_{\pi}$  – линейное давление, H/м,

$$q_{_{\it Л}} = \begin{cases} 100 \dots 400 - \text{для легких,} \\ 400 \dots 600 - \text{для средних,} \\ 600 \dots 800 - \text{для тяжелых катков.} \end{cases}$$

*Линейное давление* зависит от силы тяжести катка — это распределенная нагрузка, приходящаяся на единицу ширины вальца, т. е.

$$q_{\pi} = \frac{G_{\rm B}}{B_{\rm p}},\tag{8.12}$$

где  $G_{\rm B}$  – сила тяжести катка, приходящаяся на валец, Н.

Величина линейного давления должна быть ограничена предельно допустимыми значениями, зависящими от прочностных характеристик укатываемого материала, а также от параметров катков. Для гладкого металлического вальца *максимальное контактное давление*, МПа, определяют по формуле

$$\sigma_{\text{max}} = \sqrt{\frac{q_{\pi} E_0}{R_{\text{B}}}} , \qquad (8.13)$$

где  $\,q_{_{
m I\!I}}$  – линейное давление вальца на грунт, МН/м;

 $E_0$  – модуль деформации грунта, МПа,

$$E_0 = egin{cases} 15...20 - \text{связных}, \ 10...15 - \text{несвязных грунтов}; \end{cases}$$

 $R_{\rm B}$  – радиус вальца, м.

Катки с гладкими вальцами могут уплотнять грунт слоями толщиной до 15–20 см. Необходимое число проходов катка при уплотнении несвязных грунтов составляет 4–6, связных 10–12. Гладкие вальцы используют в основном для уплотнения гравийно-щебеночных материалов, а также асфальтобетонных покрытий.

Соотношение (8.13) можно использовать для проверки расчета диаметра вальца, преобразовав его в выражение

$$D_{\rm B} = \frac{2q_{\rm II}E_0}{\sigma_{\rm max}^2}.$$
 (8.14)

Максимальное контактное давление зависит от фазы уплотнения и прочностных свойств уплотняемого материала (таблица 8.4). По существу, это предельно допускаемое напряжение в материале по условию качества уплотнения.

 $\it Tаблица~8.4-3$ начения максимальных контактных давлений для различных материалов

В мегапаскалях

Уплотняемый материал	Начало уплотнения	Завершение уплотнения
Щебень	0,6–0,7	3,0-4,5
Гравий	0,4-0,6	2,5–3,0
Грунт с цементом	0,3-0,4	4,0-5,0
Грунт с битумом	0,3-0,4	1,0–1,5
Асфальтобетон	0,4-0,5	3,0–3,5

Выражения (8.11)—(8.14) характеризуют напряжения, которые развиваются в материале под действием одиночного вальца. Для оценки напряжений, которые испытывает материал при движении самого катка с учетом количества его вальцов, используют выражение:

$$\sigma_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2MgE_0}{b_z Z_B D_B}}, \qquad (8.15)$$

где M – масса катка, кг;

g – ускорение свободного падения, м/ $c^2$ ;

 $b_3$  – ширина уплотняемой за один проход полосы, м;

 $z_{\scriptscriptstyle \rm R}$  – общее количество вальцов.

При проектировании катков статического действия с кулачковыми вальцами к основным параметрам относят силу тяжести катка, диаметр и ширину вальцов, характеристики кулачков, а также давление, которое оказывают кулачки на грунт.

Силу тяжести кулачкового катка, Н, рассчитывают по формуле

$$G = \frac{1}{100} q_{\rm H} F_{\rm K} z_{\rm K} \,, \tag{8.16}$$

где  $q_{\rm H}-$  расчетное нормальное контактное давление на торцевой поверхности кулачка, МПа,

$$q_{_{\rm H}} = \begin{cases} 0.7...1.5 - \text{для легких и средних суглинков,} \\ 1.5...4.0 - \text{для средних и тяжелых суглинков,} \\ 4.0...6.0 - \text{для тяжелых суглинков и глин;} \end{cases}$$

 $F_{\rm K}$  – площадь опорной поверхности кулачка, см²,

$$F_{\rm K} = \begin{cases} 20...40 - \text{для катков легкого и среднего типов,} \\ 100...140 - \text{для катков тяжелого типа;} \end{cases}$$

 $\boldsymbol{z}_{\rm K}$  – число кулачков в ряду по образующей вальца.

Число кулачков (в ряду по образующей вальца)

$$z_{\rm K} = \sqrt{\frac{zB_{\rm B}}{2\pi D_{\rm B}}} , \qquad (8.17)$$

где z – общее число кулачков;

 $B_{\rm B}\,,\;D_{\rm B}-$  ширина и диаметр фигурного вальца,  $\;B_{\rm B}\,/\,D_{\rm B}\approx 1,4...1,7\;.$ 

### Общее число кулачков

$$z = \pi DBz_0, \tag{8.18}$$

где  $z_0$  – число кулачков, приходящееся на 1 м $^2$  поверхности вальца,

$$z_0 = \begin{cases} 20...25 - \text{для катков легкого и среднего типа,} \\ 15...20 - \text{для катков тяжелого типа.} \end{cases}$$

Минимальный поперечный размер опорной поверхности кулачка оценивают из условия

$$b_{\rm K} \geq 0.25H_0$$

где  $H_0$  – глубина уплотнения грунта, мм.

*Длину кулачка*, мм, выбирают по заданной толщине уплотняемого слоя грунта:

$$L_{K} = 1.4H_{0} + h_{p} - 2.5b_{K}, \tag{8.19}$$

где  $h_{\rm p}$  — толщина разрыхленного слоя,  $h_{\rm p}$  = 50 мм.

Поперечный размер кулачка принимают  $b_{\kappa} = 20...30$  мм.

Ширину вальца выбирают из условия поперечной устойчивости в зависимости от его диаметра по формуле (8.10).

В зависимости от типа катка (легкий, средний и тяжелый) длину кулачка принимают в диапазоне от 200 до 400 мм. С учетом этих рекомендаций можно решить и обратную задачу: по его длине определить глубину зоны уплотнения.

При этом *диаметр вальца* связан с длиной кулачка следующим соотношением:

$$\frac{D_{\rm B}}{L_{\rm K}} = 5,5...7,0. \tag{8.20}$$

**Необходимое число проходов** для обеспечения заданной плотности грунта составляет

$$n = \xi \frac{S}{F_{\kappa} z},\tag{8.21}$$

где  $\xi$  – коэффициент учета неравномерности перекрытия поверхности кулачками,  $\xi$  = 1,3;

S – контактная поверхность вальца с грунтом, см<sup>2</sup>.

При первых проходах катка кулачки погружают в грунт на всю их длину, при последующих проходах глубина погружения кулачков уменьшается из-за увеличения прочности уплотненного грунта. В результате в конце укатки сопротивление передвижению катка снижается примерно на 15–20 % по сравнению с первыми проходами.

При необходимости подбора мощности тягача его *тяговое усилие*, **H**, обеспечивающее перемещение катка, определяют, как и для гладких вальцов, по суммарному сопротивлению передвижения:

$$T \cong mg\left(f + i + \frac{v}{gt}\right) \le \varphi_{\text{сц}}G_{\text{сц}}.$$
 (8.22)

Зная тяговое усилие, по формуле (8.9) можно определить мощность и подобрать требуемый тягач.

При проектировании **пневмоколесных катков** к их основным параметрам относят силу тяжести катка, размер и количество шин, давление воздуха в шинах, ширину уплотняемой полосы. Кроме того, следует учитывать вид уплотняемого материала (грунт, гравийное или щебеночное основание, черная или асфальтобетонная смесь) и толщину уплотняемого слоя. Оптимальные толщины находятся в пределах 250—400 мм, что больше толщины слоев, уплотняемых гладкими металлическими вальцами. Кроме того, для этого требуется меньшее число проходов.

Для качественного уплотнения обеспечивают постепенное повышение давления вальца на грунт от прохода к проходу за счет увеличения давления воздуха в шинах.

Пневмокатки характеризуют максимальной нагрузкой на колесо и число колес. Зная эти показатели и общую силу тяжести катка, можно сопоставить различные типы пневмокатков по эффективности их воздействия на уплотняемый материал.

Типоразмер пневмошин выбирают, базируясь на требованиях к глубине и степени уплотнения материала. В таблице 8.2 представлены формулы для оценки толщины уплотненного слоя с учетом характеристик грунта и параметров катка. При выборе шин учитывают следующее:

1) *ширину шины*  $B_{\rm m}$  связывают с толщиной  $H_0$  уплотняемого слоя материала

$$B_{\text{III}} \geq H_0$$
;

2) расстояние (зазор) между соседними колесами  $l_{\rm ck}$  выбирают в зависимости от ширины шины колеса:

$$l_{\rm ck} = \kappa_{\rm III} B_{\rm III}$$
,

где  $_{\rm K_{III}}-$  коэффициент расстояния между шинами,

$$\kappa_{_{III}} = \begin{cases} 0.2 - \text{при расположении шин в один ряд,} \\ 0.8 - \text{при расположении шин в шахматном порядке;} \end{cases}$$

3) давление на грунт связывают с давлением в шине

$$\sigma_{\rm cp} = \frac{p_{\rm II}}{1 - e} \le \sigma_{\rm max} \,, \tag{8.23}$$

где  $\sigma_{cp}$  – среднее давление на площади контакта шины  $\Pi a$ ;

 $p_{\text{ш}}$  – давление воздуха в шине, Па;

e – коэффициент, зависящий от давления в шине, e = 0,15...0,60.

Считают (на основании практических результатов), что при допускаемых нагрузках на колесо должно выполняться соотношение:

$$\sigma_{\text{max}} \approx 2 p_{\text{III}},$$
 (8.24)

При этом соотношении давление в шинах при укатке насыпного связного грунта должно быть не менее 0.3-0.6 МПа, при укатке связного грунта в состоянии залегания – не менее 0.8-1.2 МПа.

Точность выбора среднего давления можно проверить, зная технологические характеристики уплотняемого материала, а именно *необходимое среднее давление*, **МПа**, по площади контакта шины:

$$\sigma_{\rm cp} = 5C \, {\rm tg}^2 \left( 45^{\rm o} + \frac{\rho}{2} \right),$$
 (8.25)

где C – прочность сцепления частиц материала, МПа,

 $C = \begin{cases} 0,010; 0,025 - \text{песка}, \\ 0,025; 0,120 - \text{щебня}, \\ 0,04; 0,12 - \text{гравия}, \\ 0,03; 0,10 - \text{грунта}, \text{укрепленного органическими вяжущими}, \\ 0,02; 0,10 - \text{грунта}, \text{укрепленного цементом}, \\ 0,03; 0,15 - \text{щебня}, \text{обработанного битумом}; \end{cases}$ 

(первая цифра — начало уплотнения, вторая — конец уплотнения);  $\rho$  — угол внутреннего трения частиц материала, град,

$$\rho = \begin{cases} 30 - \text{песка,} \\ 40...45 - \text{щебня,} \\ 30 - \text{гравия,} \\ 25 - \text{грунта, укрепленного органическими связующими,} \\ 30...35 - \text{грунта, укрепленного цементом,} \\ 45 - \text{щебня, обработанного битумом.} \end{cases}$$

Нагрузка на одну шину, МН,

$$G_{\rm III} = \sigma_{\rm cp} F , \qquad (8.26)$$

где F – площадь контакта шины (отпечатка) с уплотняемым материалом, м<sup>2</sup>. Площадь отпечатка, м<sup>2</sup>,

$$F = 2B_{\pi}\sqrt{\delta(D_{\rm H} - \delta)}, \qquad (8.27)$$

где  $B_{\rm д}$  — ширина беговой дорожки, м;

 $\delta$  – прогиб шины,  $\delta = 0.15B_{0}$ ;

 $B_{\rm o}$  – ширина профиля шины, м;

 $D_{\rm H}$  — наружный диаметр шины, м.

Точность выбора площади отпечатка проверяют, зная деформацию шины под нагрузкой, по формуле

$$F = 9B_{\rm o}\sqrt{\frac{\psi B_{\rm o}D_{\rm H}}{2}},\tag{8.28}$$

где  $\psi$  – коэффициент деформации,  $\psi$  = 0.10...0.15.

Шины для проектируемого катка выбирают с учетом выражений (8.23)—(8.27) и характеристик специальных шин, которые применяют в пневмоколесных катках [23].

Общее число шин зависит от ширины укатываемой полосы и составляет

$$Z_{\text{III}} = 2z_{\text{oc}} + 1;$$

$$z_{\text{oc}} = \frac{1}{1 + \kappa_{\text{III}}} \left( \frac{B_{\text{пол}}}{B_{\text{o}}} + \kappa_{\text{III}} \right),$$
(8.29)

где  $z_{oc}$  – число пневмошин на одной оси;

 $B_{\text{пол}}$  – ширина укатываемой полосы (за один проход), м.

Как правило, количество шин на осях должно различаться на единицу, чтобы перекрывать следы пневмоколес и устранять следы зазора между ними. Рекомендуют принимать величину перекрытия следов шин не более 70 мм.

#### Общая сила тяжести катка

$$G_{\kappa} = Z_{\rm III}G_{\rm III}. \tag{8.30}$$

Для определения мощности силовой установки пневмоколесного катка можно использовать формулу (8.9), принимая во внимание особенности взаимодействия шин с уплотняемым материалом. Проверку правильности расчетов проводят с учетом уравнения тягового баланса, приравняв тяговую характеристику катка  $T_{\kappa}$  к общей силе сопротивления передвижению W и сопоставив  $T_{\kappa}$  с силой сцепления вальцов с уплотняемым материалом  $P_{\text{сц}}$ ,

$$W \approx T_{\rm K} \le P_{\rm CH},\tag{8.31}$$

$$G_{\rm K}\left(f+i+\chi_{\rm BP}\frac{v}{t_{\rm pas}}\right) \le \varphi_{\rm CII}G_{\rm CII},$$
 (8.32)

где  $t_{\text{раз}}$  – время разгона,  $t_{\text{раз}}$  = 2...3 с.

При проектировании *вибрационных катков* к основным параметрам машин с гладкими вальцами относят *силу тяжести катка*, *диаметр* и *ширину вальцов*, *давление*, приходящееся на единицу ширины вальца, а также направление, частоту и амплитуду вибраций.

Выбор основных геометрических и массовых характеристик катков осуществляют, используя соотношения параметров катков статического действия.

**Максимальное контактное давление** виброкатка можно определить по формуле (8.13), но с учетом действия вынуждающей силы,

$$\sigma_{\text{max}} = 0.5 \sqrt{\frac{q_{\text{B}} E_0}{R_{\text{B}}}},$$
(8.33)

где  $q_{\rm B}$  – линейное давление вальца на грунт, MH/м;

.  $E_0$  – модуль деформации грунта, МПа.

**Линейное давление**  $q_{\rm B}$  характеризует как статические, так и динамические силы, действующие на уплотняемый материал:

$$q_{\rm B} = K_{\rm II} \frac{G_{\rm B} + P_{\rm BbH}}{B_{\rm P}},$$
 (8.34)

где кд – динамический коэффициент уплотнения,

$$\kappa_{\pi} = 3,0...5,0;$$

 $P_{\text{вын}}$  – вынуждающая сила, МН;

Для подтверждения правильности расчетов можно проверить (или оценить) величину вынуждающей силы, необходимую для уплотнения грунта. Для этого необходимо знать линейное давление, которое составляет для супесчаных грунтов – 15–30 кН/м, для суглинистых – 50–60 кН/м.

В балансе мощности силовой установки катка следует учитывать энергозатраты на привод вибровозбудителя. В катках в основном используют центробежные вибровозбудители в виде одного (с круговыми колебаниями) или двух дебалансных валов (с направленными колебаниями).

Имеется несколько вариантов инженерного расчета баланса мощности вибровозбудителя с круговыми колебаниями. Один из них учитывает мощность, затрачиваемую на обеспечение колебаний, и мощность на преодоление трения в подшипниках.

*Мощность привода вибровозбудителя гладкого вибровальца*, кВт, можно определить из выражения

$$N_{\rm B} = \frac{\kappa_{\rm T}}{\eta_{\rm np}} (N_{\rm KOJI} + N_{\rm TB}), \tag{8.35}$$

где  $\kappa_{\rm T}$  – коэффициент, учитывающий потери мощности на преодоление сил трения в уплотняемом материале,  $\kappa_{\rm T}$  = 1,4...1,5;

 $N_{\text{кол}}$  – полезная мощность колебаний, кВт;

 $N_{\text{тв}}$  — мощность для преодоления сил трения в подшипниковых опорах вибровозбудителя, кВт;

ηпр – суммарный КПД привода.

**Полезной мощностью** считают мощность вертикальных колебаний, кВт, поскольку учитывают только их влияние на уплотняемый материал. Ее определяют по формуле

$$N_{\text{\tiny KOJI}} = \frac{1}{2000} a \omega P_{\text{\tiny BBH}} \sin \alpha, \qquad (8.36)$$

где a — вертикальная амплитуда колебаний вальца, м;

 $\omega$  – частота колебаний,  $\Gamma$ ц;

 $\alpha$  — угол сдвига фаз (между амплитудой вынуждающей силы и вертикальной амплитудой вальца), град.

Мощность для преодоления сил трения в подшипниках вибровозбудителя, кВт, определяют по формуле

$$N_{\rm TB} = \frac{1}{2000} \mu_{\rm IIK} \omega \, d_{\rm BH} P_{\rm BbH}, \tag{8.37}$$

где  $\mu_{\text{пк}}$  – коэффициент трения в подшипниках качения,  $\mu_{\text{пк}}$  = 0,005...0,007;

 $d_{\text{вн}}$  – диаметр дебалансного вала, м.

В формулах (8.36) и (8.37)  $P_{\text{вын}} = [\text{MH}].$ 

В ряде расчетов для предварительной оценки вынуждающей силы или ее экспресс-проверки используют ряд эмпирических соотношений этой силы и параметров катка или вибровозбудителя. В частности, для этого можно использовать выражение для вынуждающей силы, кН,

$$P_{\text{вын}} = (4...6)G_{\text{K}}, \tag{8.38}$$

где  $G_{\kappa}$  – сила тяжести колеблющихся частей катка, кH.

Кроме того, вынуждающую силу, кH, можно выразить через параметры дебалансного вала:

$$P_{\text{вын}} = \frac{1}{1000} m_{\text{д}} l\omega_{\text{дв}}^2, \tag{8.39}$$

где  $m_{\rm H}$  – масса дебаланса, кг;

l – эксцентриситет, м;

 $\omega_{\text{дв}}$  — угловая скорость вращения дебалансного вала, с<sup>-1</sup>.

Для проверки правильности выбора характеристик вибровальца, помимо

приведенных соотношений, можно использовать практические рекомендации [23], которые связывают величину вынуждающей силы (кH) с типоразмером катка:

$$P_{\text{вын}} = \begin{cases} 80 - \text{для легких,} \\ 180 - \text{для средних,} \\ 300 - \text{для тяжелых катков.} \end{cases}$$

## Амплитуда колебаний вибровальца

$$A = \frac{m_{\pi}}{m_{\text{B}}} r, \tag{8.40}$$

где r – эксцентриситет, мм.

Амплитуду вертикальных колебаний в основном принимают в интервале 0,4-0,8 мм при частоте вращения дебалансного вала n=1600...2000 мин<sup>-1</sup>.

Массу дебаланса, кг, находят по формуле

$$m_{\rm d} = \rho S_{\rm d} h_{\rm d}, \tag{8.41}$$

где  $\rho$  – плотность материала дебаланса, кг/см<sup>3</sup>;

 $\dot{S}_{\pi}$  – полезная площадь торца дебаланса, см<sup>2</sup>;

 $h_{\pi}$  – толщина дебаланса, см.

Размеры дебаланса выбирают конструктивно.

Между тем на практике (см. таблицу 8.2) для самоходных виброкатков при частоте колебаний 30–40  $\Gamma$ ц их амплитуда не превышает 1–2 мм, а для прицепных виброкатков (при частоте 25–50  $\Gamma$ ц) она составляет 4–6 мм.

Для проверочной оценки рабочей скорости, км/ч, перемещения виброкатка, которая обеспечивает требуемую глубину уплотнения грунта, используют эмпирическое выражение:

$$v_{\rm pa\delta} = \sqrt{f}$$
, (8.42)

где f – частота колебаний вибровальца,  $\Gamma$ ц.

Уплотнение грунта является завершающей стадией земляных работ, от качества и эффективности которой зависит деформационная устойчивость грунта и, как следствие, долговечность дорожной одежды или других сооружений. Потому следует учитывать возможности различных типов катков по обеспечению необходимой плотности грунта и толщины уплотняемого слоя. Максимальная плотность грунта при заданном режиме его уплотнения может быть достигнута при оптимальной влажности грунта. Ниже приведены значения оптимальной влажности  $W_0$  для различных грунтов [23]:

- пески и супеси 8-20 %,
- суглинки 12-22 %,
- глины 16-30 %.

В таблице 8.5 приведены формулы для определения оптимальной тол-

щины уплотняемого слоя грунта с учетом его влажности и типа уплотняющего рабочего органа катков.

Таблица 8.5 – Формулы для определения толщины уплотненного слоя

В сантиметрах

Каток	Грунт		
	связный	несвязный	
С гладкими вальцами	$0.08rac{W}{W_0}\sqrt{q_{_{\mathrm{II}}}R_{_{\mathrm{B}}}}$	$0.11 \frac{W}{W_0} \sqrt{q_{\scriptscriptstyle \Pi} R_{\scriptscriptstyle \rm B}}$	
С кулачковыми вальцами	$0.65(L_{\rm K}+0.2b_{\rm K}-h_{\rm p})$		
С пневмоколесами	$0.17 \frac{W}{W_0} \sqrt{G_{\scriptscriptstyle \rm B}}$	_	
Примечание — W — влажность грунта; $q_{_{\rm H}} = [{\rm H/cm}]; \; G_{_{\rm B}} = [{\rm H}], \; R_{_{\rm B}} = [{\rm cm}].$			

**Производительность катков** определяют в зависимости от поставленной задачи.

Во-первых, можно определить *эксплуатационную производительность*, м<sup>2</sup>/ч, по площади уплотняемого участка поверхности

$$\Pi_9 = 10^3 \frac{K_B (B_B - a_{\text{nep}}) v_{\text{pa6}}}{n_{\text{np}}},$$
(8.43)

где к<sub>в</sub> – коэффициент использования машины по времени;

 $a_{\text{пер}}$  – ширина перекрытия соседней полосы,  $a_{\text{пер}} = 0.2$  м;

 $v_{\rm pa6}$  – рабочая скорость катка, км/ч,

$$v_{\rm pa6} = \begin{cases} 1,3\dots3,0 & \text{- для гладких вальцов,} \\ 4,0\dots5,0 & \text{- для кулачковых вальцов,} \\ 3,0\dots10,0 & \text{- для пневмошин;} \end{cases}$$

 $n_{\text{пр}}$  — число проходов.

Во-вторых, при оценке *эксплуатационной производительности*,  $\mathbf{m}^3/\mathbf{q}$ , можно учесть толщину уплотняемого слоя

$$\Pi_{9} = 10^{3} \frac{\kappa_{\rm B} (B_{\rm B} - a_{\rm nep}) h_{\rm nok} v_{\rm pa6}}{n_{\rm nip}},$$
(8.44)

где  $h_{\text{пок}}$  – толщина уплотняемого слоя покрытия, м.

При расчетах следует обратить внимание на необходимость учета размерности всех компонентов формул в одной системе.

#### Контрольные вопросы

- 1 Дайте характеристику основных методов уплотнения грунтов.
- 2 Назовите основные классификационные признаки самоходных катков.
- 3 Как связаны между собой давление рабочего органа катка и прочность грунта на сжатие?
  - 4 Какие параметры катков статического действия являются наиболее значимыми?
  - 5 Какие требования предъявляют к форме кулачков катков с фигурными вальцами?
- 6 Как влияет давление в шинах на эффективность уплотнения грунтов пневмокатками?
- 7 Охарактеризуйте особенности уплотнения пневмоколесными катками с жесткой и шарнирно-сочлененной рамами.
- 8 Какие виды колебаний рабочего органа и для каких целей используют в вибрационных катках?
- 9 Опишите конструктивные особенности вибровальцов с круговыми и направленными колебаниями.
- 10 Что такое осцилляторные колебания вибровальца и как они влияют на уплотнение материалов?
  - 11 Как в конструкциях виброкатков реализуют многорежимную вибрацию?
- 12 Назовите основные сопротивления, возникающие при перемещении катка в рабочем режиме.
  - 13 Как оценить сопротивление инерционным нагрузкам при трогании катка с места?
  - 14 Составьте уравнение тягового баланса для катков с гладкими вальцами.
  - 15 Какие сопротивления следует учитывать в тяговом расчете катка?
  - 16 Составьте баланс мощности для виброкатка.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Баловнев, В. И.** Многоцелевые дорожно-строительные и технологические машины : учеб. пособие / В. И. Баловнев. Омск М. : Омский дом печати, 2006.  $320 \, c.$
- 2 **Беркман, И. Л.** Одноковшовые строительные экскаваторы: учеб. / И. Л. Беркман, А. В. Раннев, А. К. Рейш. М.: Высш. шк., 1986. 272 с.
- 3 Добронравов, С. С. Строительные машины и основы автоматизации : учеб. пособие / С. С. Добронравов, В. Г. Дронов. М. : Высш. шк., 2003. 575 с.
- 4 Добронравов, С. С. Строительные машины и оборудование : справ. / С. С. Добронравов, М. С. Добронравов. М. : Высш. шк., 2006. 445 с.
- 5 Д**овгяло, В. А.** Дорожно-строительные машины : учеб. пособие. В 2 ч. Ч. І. Машины для земляных работ / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев. Гомель : БелГУТ, 2010. 250 с.
- 6 Довгяло, В. А. Машины для земляных работ. Практикум: учеб. пособие / В. А. Довгяло, А. М. Щемелев, Ю. А. Шебзухов. Гомель: БелГУТ, 2016. 391 с.
- 7 Домбровский, Н. Г. Строительные машины : учеб. Ч. 2 / Н. Г. Домбровский, М. И. Гальперин. М. : Высш. шк, 1985.-224 с.
- 8 Дорожно-строительные машины и комплексы : учеб. / В. И. Баловнев [и др.]. М. Омск : СибАДИ, 2001.-528 с.
- 9 Дорожно-строительные машины : учеб. пособие / А. В. Вавилов [и др.]. / под. ред. А. М. Щемелева. Минск : Технопринт, 2000.-515 с.
- 10 Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет : учеб. / Н. Я. Хархута [и др.] ; под ред. Н. Я. Хархуты. М. : Машиностроение, 1976. 468 с.
- 11 Дорожные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ : учеб. / Т. В. Алексеева [и др.]. М. : Машиностроение, 1972. 504 с.
- 12 Д**оценко, А. И.** Строительные машины : учеб. / А. И. Доценко, В. Г. Дронов. М. : ИНФРА-М, 2012. 533 с.
- 13 Машиностроение : энциклопедия : в 40 т. / ред. совет: К. В. Фролов [и др.]. Раздел 4. Расчет и конструирование машин. Т. 4–9. Строительные машины. Оборудование для производства строительных материалов / И. П. Ксеневич [и др.] ; под общ. ред. И. П. Ксеневича. М. : Машиностроение, 2005. 736 с.
- 14 Машины для земляных работ : учеб. / А. И. Доценко [и др.]. М. : Изд. дом «БАСТЕТ»,  $2012.-688~\mathrm{c}$ .
- 15 Машины для земляных работ : учеб. / Ю. А. Ветров [и др.]. Киев : Вища школа, 1981.-383 с.
- 16 Машины для земляных работ : учеб. / Н. Г. Гаркави [и др.] ; под ред. Н. Г. Гаркави. М. : Высш. шк., 1982. 335 с.
- 17 Машины для земляных работ : учеб. / Д. П. Волков [и др.] ; под общ. ред. Д. П. Волкова. М. : Машиностроение, 1992. 448 с.
- 18 Самоходные пневмоколесные скреперы и землевозы / Д. И. Плешков [и др.]. М.: Машиностроение, 1970. 271 с.

- **Севров, К. П.** Автогрейдеры. Конструкция, теория, расчет / К. П. Севров, Б. В. Горячко, А. А. Покровский. М. : Машиностроение, 1970. 192 с.
- 20 Справочник конструктора дорожных машин / И. П. Бородачев и [др.] ; под ред. И. П. Бородачева. М. : Машиностроение, 1973. 503 с.
- 21 Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин: учеб. / Л. А. Гоберман и [др.]; под ред. Л. А. Гобермана. М.: Машиностроение, 1988. 407 с.
- **Ульянов, Н. А.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Н. А. Ульянов, Э. Г. Ронинсон, В. Г. Соловьев. М.: Машиностроение, 1976. 359 с.
- **Холодов, А. М.** Проектирование машин для земляных работ : учеб. пособие / А. М. Холодов. Киев : Виша школа, 1986. 374 с.
- Чижик, Е. И. Машины для земляных работ : учеб. пособие / Е. И. Чижик. Могилев : МГТУ, 2005. 250 с.
- **Шестопалов, К. К.** Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование: учеб. / К. К. Шестопалов. М.: Академия, 2012. 320 с.
- **Шестопалов, К. К.** Строительные и дорожные машины : учеб. пособие / К. К. Шестопалов. М. : Академия, 2008. 384 с.
- **Щемелев, А. М.** Расчет бульдозера : учеб. пособие / А. М. Щемелев. Могилев : МГТУ, 2001. 137 с.
- **Щемелев, А. М.** Проектирование гидропривода машин для земляных работ : учеб. пособие / А. М. Щемелев. Могилев : ММИ, 1995. 322 с.

### Учебное издание

# ДОВГЯЛО Владимир Александрович БОЧКАРЕВ Дмитрий Игоревич

# ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

# Часть І МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

#### Учебник

Редактор *Н. В. Кулеш* Технический редактор *В. Н. Кучерова* Корректор *Т. А. Пугач* 

Подписано в печать 14.05.2021 г. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать на ризографе. Усл. печ. л. 19,99. Уч.-изд. л. 20,06. Тираж 150 экз. Зак. № 1396. Изд. № 44.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский государственный университет транспорта. Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий № 1/361 от 13.06.2014. № 2/104 от 01.04.2014.

№ 3/1583 от 14.11.2017. Ул. Кирова, 34, 246653, Гомель