

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра «Детали машин, путевые и строительные машины»

В. А. ДОВГЯЛО, Д. И. БОЧКАРЕВ

ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Часть I

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений
по специальностям «Автомобильные дороги»,
«Техническая эксплуатация погрузочно-разгрузочных, путевых,
дорожно-строительных машин и оборудования»*

Гомель 2010

УДК 625.08 (075.8)
ББК 39.311-06-5
Д58

Рецензенты: *зав. кафедрой «Тракторы» Белорусского национального технического университета доктор технических наук, профессор В. П. Бойков;*

кафедра «Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины и оборудование» Белорусско-Российского университета (зав. кафедрой кандидат технических наук, доцент И. В. Лесковец)

Довгяло, В. А.

Д58 **Дорожно-строительные машины.** В 2 ч. Ч. I. Машины для земляных работ : учеб. пособие / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев ; М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 250 с.
ISBN 978-985-468-741-4 (ч. I)

Рассмотрены современные машины и комплексы машин для земляных работ. Представлены общие сведения о дорожных машинах, эволюция развития их конструкций, основные характеристики, используемые при проектировании и эксплуатации. Приведены сведения о конструкциях приводов и передач, применяемых в дорожной технике, ходовых устройствах и системах управления. Изложены основные сведения о грунтах и теоретические основы взаимодействия с ними рабочих органов машин. Рассмотрены конструкции, рабочие органы, узлы и агрегаты машин для земляных работ (бульдозеров, рыхлителей, кусторезов, корчевателей, скреперов, автогрейдеров, одноковшовых и многоковшовых экскаваторов), а также машин для уплотнения дорожно-строительных материалов. Для каждого типа машин даны расчетные схемы и методики определения основных параметров. В отдельном разделе изложены основные направления развития дорожных и строительных машин.

Предназначено для студентов специальностей 1-37 02 03 «Техническая эксплуатация погрузочно-разгрузочных, путевых, дорожно-строительных машин и оборудования» и 1-70 03 01 «Автомобильные дороги» дневной и заочной форм обучения, а также специалистов дорожно-строительного комплекса.

УДК 625.08 (075.8)
ББК 39.311-06-5

ISBN 978-985-468-740-7
ISBN 978-985-468-741-4 (ч. I)

© Довгяло В. А., Бочкарев Д. И., 2010
© Оформление. УО «БелГУТ», 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Общие сведения о дорожно-строительных машинах.....	7
2 Основные характеристики машин.....	9
3 Приводы машин.....	13
3.1 Приводы с ДВС.....	17
3.2 Приводы с комбинированной силовой установкой.....	19
3.2.1 ДВС – электрогенератор – электродвигатель (электропривод).....	19
3.2.2 ДВС – гидронасос – гидродвигатель (гидравлический привод).....	21
3.2.3 ДВС – компрессор – пневмодвигатель (пневматический привод).....	24
3.3 Трансмиссии.....	26
3.4 Системы управления.....	37
4 Ходовые системы.....	44
4.1 Гусеничные ходовые системы.....	46
4.2 Пневмоколесные ходовые системы.....	51
4.3 Комбинированные ходовые системы.....	54
5 Тяговые расчеты.....	59
6 Классификация машин для земляных работ.....	69
7 Основные сведения о грунтах.....	72
8 Факторы, определяющие взаимодействие рабочих органов машин с грунтом.....	81
9 Бульдозеры.....	90
10 Машины для подготовительных работ.....	106
10.1 Рыхлители.....	106
10.2 Кусторезы.....	113
10.3 Корчеватели.....	116
11 Скреперы.....	120
12 Автогрейдеры.....	138
13 Одноковшовые экскаваторы.....	155
13.1 Гидравлические одноковшовые экскаваторы.....	156
13.2 Одноковшовые экскаваторы с гибкой подвеской.....	179
14 Многоковшовые экскаваторы.....	195
14.1 Траншейные многоковшовые экскаваторы.....	199
14.2 Экскаваторы траншейные цепные.....	201
14.3 Экскаваторы траншейные роторные.....	209
15 Машины для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов.....	219
16 Основные направления развития машин для земляных работ.....	239
Список литературы.....	249

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 развитых европейских странах. При этом более 40 % населенных пунктов (из 25 тыс.) не имеют в качестве подъездов дорог с твердым покрытием.

Строительство новых автодорог, а также реконструкция, ремонт и содержание существующих производятся 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 эксплуатационные 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.

О масштабах работ по строительству и содержанию дорог говорят следующие цифры. Протяженность автомобильных дорог общего пользования в Республике Беларусь составляет около 82 тыс. км, в том числе республиканских – около 16 тыс. км и местных – примерно 66 тыс. км. При этом дороги с твердым покрытием составляют около 71 тыс. км или 87 %, а грунтовые – 11 тыс. км или 13 %. За период 2003–2010 гг. дорожная сеть возросла почти на 3000 км, что обеспечило связь с автодорогами общего пользования 23500 сельских населенных пунктов, или 97 % их общего количества. Кроме того, на автомобильных дорогах Республики Беларусь имеется более 5200 мостов и путепроводов общей длиной около 170 тыс. метров. В то же время на сегодняшний день около 9,6 тыс. км (63 %) общей протяженности республиканских автодорог Беларуси не могут обеспечить проезд автотранспортных средств с расчетными нагрузками на одну ось 10 тонн, а 6 тыс. км (38,9 %) – с нагрузками на ось 8 тонн и только 274 км (1,8 %) автодорог обеспечивают проезд с нагрузками, которые соответствуют западноевро-

пейским стандартам и составляют 11,5 тонны на одиночную ось. Недостаточная ровность покрытия автодорог 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 автомобиля сокращается на треть. В результате расчетов с учетом многих факторов определено, что общая сумма годовых потерь народного хозяйства, связанных с техническим состоянием всех автодорог Республики Беларусь, составляет 153 млн долларов США, что соответствует 7,6 % внутреннего валового продукта страны.

При строительстве автомобильных дорог технологический процесс включает подготовку и сооружение земляного полотна, добычу и переработку, приготовление и транспортировку требуемых строительных материалов, работы по устройству дорожной одежды. Каждую из этих операций выполняет отдельная группа машин, классифицированных по технологическому признаку. В целом они создают систему машин, обеспечивающую комплексную механизацию и автоматизацию дорожного строительства.

Надежная эксплуатация существующих автодорог осуществляется 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 выше технологических операций.

В настоящее время комплексная механизация дорожного строительства осуществляется на основе оптимального сочетания отечественной и импортной техники. При этом доля отечественных машин с каждым годом возрастает. Крупные машиностроительные предприятия (Амкодор, МТЗ, ранее МоАЗ, 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 весьма непростые сочетания параметров: 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 все более жестких требований, предъявляемых к машинам современной технологией строительства и эксплуатации дорог с помощью научно-технических достижений в области материаловедения.

ния и технологии металлов, 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 погрузочно-разгрузочных, путевых, дорожно-строительных машин и оборудования». Вместе с дисциплиной «Строительные машины и монтажное оборудование» она охватывает все основные типы машин, которые используются в дорожном строительстве. В рамках дисциплины «Строительные, дорожные и транспортные машины» студенты специальности 1–70 03 01 «Автомобильные дороги» изучают конструкции и основы эксплуатации высокоэффективных технологических машин и комплексов для строительства автомобильных дорог и аэродромов.

В данном курсе рассмотрены следующие группы машин:

- 1) машины для земляных работ;
- 2) машины для устройства, содержания и ремонта автомобильных дорог.

Отметим, что в предлагаемом учебном пособии представлена первая группа машин, а именно: машины для земляных работ. В основном рассмотрены машины для земляных работ, которые находят наибольшее применение в дорожном строительстве страны. В рамках этой дисциплины необходимо освоить конструкции машин (их основных узлов и механизмов), рассмотреть вопросы, составляющие основы взаимодействия рабочих органов машин с перерабатываемыми грунтами и дорожно-строительными материалами, а также научиться рассчитывать основные узлы и определять области наиболее эффективного применения тех или иных машин в дорожном строительстве.

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

Авторы выражают глубокую благодарность В.Ю. Пацевой и В.А. Мартиновскому за помощь в подготовке рукописи к публикации.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ

Прежде чем перейти непосредственно к дорожно-строительным машинам, целесообразно напомнить некоторые представления о машинах в целом. Что такое машина? Эволюция ее определения сама по себе представляет интерес. У древних представления о машинах были очень емкими и в то же время предельно простыми (может быть в силу целостности их понятий о природе и месте человека в окружающем мире). Одно из старейших определений таково: «Машина – это орудие, имеющее внутреннее движение частей».

Сопоставьте это определение с современными понятиями о машине, оглашенными обилием разнообразных знаний. Одно из них, предложенное известным механиком И.И. Артоблевым, звучит следующим образом: «Машина – это устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека». Последнее определение следует дополнить его же делением машин на группы в зависимости от их общего назначения:

- 1) энергетические (для преобразования любого вида энергии в механическую и наоборот);
- 2) технологические (для преобразования материала, заключающегося в изменении его формы, свойств и состояния);
- 3) транспортные (для преобразования материала, заключающегося в изменении его положения);
- 4) контрольно-управляющие (для преобразования информации с целью управления энергетическими, транспортными и технологическими машинами);
- 5) кибернетические (для преобразования информации с целью управления упомянутыми машинами или технологическими процессами по заданной программе).

Если придерживаться упомянутой классификации, то следует отметить, что дорожно-строительные машины сочетают признаки и энергетических, и транспортных, и технологических машин. Любая дорожная машина вклю-

чает ряд основных механизмов и элементов, которые можно разделить на пять групп:

1) рабочее оборудование, которое выполняет непосредственно технологическую операцию;

2) силовое оборудование (двигатель), приводящее в движение элементы машины;

3) базовое и ходовое оборудование, которое объединяет все элементы машины (рама), передвигает ее и передает давление на опорную поверхность;

4) передаточные механизмы (трансмиссии), передающие энергию двигателя рабочему и ходовому оборудованию;

5) система управления, служащая для управления и регулирования отдельных механизмов машины и ее двигателя.

При очень кратком экскурсе в историю подобных машин обычно первым вспоминают Леонардо да Винчи, который еще в XV веке предложил принципиальную схему экскаватора-драглайна. А первой разработкой, которая нашла реальное воплощение в металле, считается многоковшовый экскаватор мощностью 15 л. с. (на паровой тяге), который разработал инженер А. Бетанкур (директор Санкт-Петербургского института путей сообщения) и использовал на практике для углубления морской гавани в 1812 г. В Европе аналоги появились только в 30-х годах XIX столетия.

2 ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАШИН

В общем случае для оценки уровня продукции машиностроения используют Единую систему конструкторской документации (ЕСКД), составляя при этом карту технического уровня и качества продукции, т.е. машины.

В этой системе показатели качества условно разделяют на четыре группы:

1) технико-экономические показатели, которые характеризуют эффективность машины по основным техническим параметрам (производительность, мощность, энерго- и материалоемкость, выработка и др.);

2) эксплуатационные показатели, которые характеризуют эффективность машины в производственных условиях (типоразмер, универсальность, эргономичность, мобильность, проходимость, транспортабельность и др.);

3) конструктивные показатели, характеризующие качество и свойства конструкции машины (надежность и ее характеристики: безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость; стандартизация и унификация элементов конструкции);

4) технологические показатели, которые характеризуют трудоемкость изготовления деталей и узлов, а также сборки машины.

Анализ показателей по упомянутым критериям дает исчерпывающую информацию о машине. При этом даже беглая оценка этих показателей позволяет отметить, что они неравноценны. Профессор В.И. Баловнев попытался учесть эту неравнозначность с помощью коэффициентов весомости того или иного показателя, которые были определены экспериментальным путем. Из 31 показателя, в числе которых технико-экономические характеристики (0,072); технологичность (0,036); стандартизация и унификация (0,04); безопасность (0,038); обеспечение запчастями (0,022) и др. наибольший ($K = 0,076$) имеет надежность, а наименьший ($K = 0,015$) – престижность изделия. В сумме все коэффициенты дают 1.

Остановимся на некоторых из них. Одной из основных характеристик дорожных машин является их производительность. Она же является базовой при определении ряда других показателей.

Производительность – это количество продукции, выраженное в единицах объема, массы, площади или длины, которое машина производит в еди-

ницу времени (например, количество вынутого, перемещенного или уложенного грунта в м³/ч или т/ч; площадь уплотненной поверхности в м²/ч; протяженность разработанной траншеи в м/ч и др.).

Различают три вида производительности: теоретическую, техническую и эксплуатационную.

Теоретическая производительность (ее еще называют расчетной или конструктивной) – это максимально возможная для данных условий эксплуатации. Она определяется конструктивными параметрами машины и свойствами среды, с которой машина взаимодействует, но без учета потерь энергии и материалов.

Для машин циклического действия, м³/ч или т/ч:

$$P_T = \frac{V}{T_{\text{ц}}} \quad \text{или} \quad P_T = \frac{V\rho}{T_{\text{ц}}}, \quad (2.1)$$

где V – объем материала, м³;

ρ – его плотность, т/м³;

$T_{\text{ц}}$ – время цикла, ч.

Для машин непрерывного действия, м²/ч или т/ч:

$$P_T = Bv \quad \text{или} \quad P_T = Fv, \quad (2.2)$$

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

F – расчетное сечение потока материала, м²;

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

Повышение производительности машин является одним из наиболее важных средств повышения темпов дорожного строительства. Как видно из формул (2.1) и (2.2), P_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, относятся к наиболее эффективным методам увеличения производительности труда в целом в дорожном строительстве.

Техническая производительность ($P_{\text{тех}}$) представляет собой максимально возможную производительность для данных условий эксплуатации с учетом потерь и изменения структуры материала (разрыхления и уплотнения), снижения эффективной мощности и скорости рабочих операций, а также степени использования рабочего оборудования (коэффициенты наполнения емкостей, ковшей, бункеров, цистерн, отвалов и др.; технологические перерывы в работе; перекрытие проходов машины). Техническая производительность определяется через теоретическую по формуле

$$P_{\text{тех}} = (K_1 K_2 \dots K_i) P_{\text{т}}, \quad (2.3)$$

где K_i – коэффициент, учитывающий соответствующие потери и изменения (мощности, скорости, материала и др.).

Эксплуатационная производительность представляет собой наиболее близкую к фактической, которая учитывает объективные потери рабочего времени машины за смену, сезон или год (время 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 $K_{\text{в}}$, который на основании статистических данных и рекомендаций принимают $K_{\text{в}} = 0,80 \dots 0,90$. Тогда эксплуатационная производительность

$$P_{\text{э}} = K_{\text{в}} P_{\text{тех}}. \quad (2.4)$$

Эксплуатационная производительность бывает трех типов: часовая, сменная, годовая. Годовая $P_{\text{э}}$ учитывает сезонность работы и годовой фонд времени машины. Чаще всего используют сменную $P_{\text{э}}$, которая характеризует количество часов работы машины в смену.

Производительность является базовой характеристикой при определении некоторых других параметров машины. Весьма важными (и современными) являются показатели, характеризующие ресурсы (трудовые, энергетические и др.), которые затрачиваются для достижения заданной производительности.

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

$$P_{\text{уд}} = P_{\text{э}} / n_{\text{р}}, \quad (2.5)$$

где $n_{\text{р}}$ – число рабочих.

Отметим, что показатель выработки $P_{\text{уд}}$ совпадает с $P_{\text{э}}$, если $n_{\text{р}} = 1$.

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

$$N_{\text{уд}} = N / P_{\text{э}}, \quad (2.6)$$

где N – мощность двигателей.

Удельная материалоемкость машины (иногда ее называют удельной металлоемкостью) – это отношение ее массы к эксплуатационной (сменной) производительности:

$$m_{\text{уд}} = m / P_{\text{э}}, \quad (2.7)$$

где m – масса машины.

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

$$C_{\text{уд}} = C / P_{\text{э}}, \quad (2.8)$$

где C – стоимость машино-смены.

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

$$E = \frac{N}{m}. \quad (2.9)$$

3 ПРИВОДЫ МАШИН

Привод – это 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 рабочих органов и механизмов машины.

Требования к приводам машин определяются условиями эксплуатации машин, особенностями технологии производства работ и режимами нагружения.

От технологии работ зависит последовательность включения, выключения и реверсирования движения механизмов.

Условия эксплуатации (работа на открытом воздухе в различных климатических поясах) обуславливают необходимость их высокой надежности и работоспособности.

Режимы нагружения (продолжительность непрерывной работы, частота включений, внешние нагрузки) влияют на соотношение основных периодов работы (взаимодействие рабочих органов с грунтом) и переходных периодов (разгон, торможение, реверсирование, подъем, опускание).

В общем случае привод должен обеспечивать максимальное использование установленной мощности при высоком КПД, хорошо воспринимать динамические нагрузки, легко и просто управляться.

К приводам дорожных машин предъявляются следующие общие требования:

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

Имеются и дополнительные требования, которые определяются режимом работы машины. Как известно, режимы работы условно разделяют на легкий, средний, тяжелый и весьма тяжелый.

Режим задается рядом параметров:

- 1) отношение максимального к среднему крутящему моменту ($M_{\max} / M_{\text{ср}} = 1,1 \dots 1,3$);
- 2) продолжительность времени включения привода (ПВ = 15...100 %);
- 3) количество включений в час (КВ = 10...600).

Перегрузочная способность двигателей приводов в статическом режиме характеризуется коэффициентом перегрузки (или приспособляемости):

$$K_{\text{п}} = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} . \quad (3.1)$$

Для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) $K_{\text{п}} = 1,1 \dots 1,3$.

Современные машины – это, как правило, машинные агрегаты, которые могут иметь несколько приводов одного или разных типов.

Приводы классифицируют по ряду основных признаков:

- 1) *по значимости*:
 - основные (приводы рабочих органов и ходового оборудования);
 - вспомогательные (приводы элементов передач, приборов управления);
- 2) *по числу двигателей*:
 - одноmotorные, или групповые (все механизмы приводят в действие от одного двигателя);
 - многоmotorные, или индивидуальные (каждый механизм имеет свою силовую установку);
- 3) *по типу силового оборудования*:
 - с первичными двигателями (в качестве первичного двигателя в основном используют ДВС);
 - с комбинированной силовой установкой, включающей первичный и вторичный двигатели. К ним относятся:
 - ДВС – электрогенератор – электродвигатель (электропривод);
 - ДВС – гидронасос – гидродвигатель (гидропривод);
 - ДВС – компрессор – пневмодвигатель (пневопривод).

Кроме того, возможны сочетания элементов гидравлического, электрического и пневматического приводов;

4) *по типу трансмиссии* различают приводы с механическими, электрическими, гидравлическими, комбинированными (гидромеханическими, электромеханическими и другими) трансмиссиями;

5) *по типу системы управления* различают приводы с механической, электрической, гидравлической, комбинированной системой управления.

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

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

$$N_{p.o} = N_{дв} \eta, \quad (3.2)$$

где η – КПД трансмиссии.

Основными параметрами, характеризующими работу привода, являются M , ω или P , v , которые связаны соотношениями

$$N_{p.o} = M\omega \quad \text{или} \quad N_{p.o} = Pv, \quad (3.3)$$

где M – момент сопротивления, преодолеваемый исполнительными механизмами, Н·м;

ω – угловая скорость этого механизма, рад/с;

P – усилие сопротивления, преодолеваемое исполнительными механизмами, Н;

v – линейная скорость этих механизмов, м/с.

Режимы нагрузки приводов машин являются неустановившимися (особенно у одноковшовых экскаваторов, бульдозеров, скреперов, в меньшей степени у автогрейдеров и грейдер-элеваторов).

Мощность N используется рационально, если при изменении внешней нагрузки она обеспечивает соответствующее изменение момента с одновременным изменением угловой скорости.

Для оценки работы привода используют его механическую или внешнюю характеристику, а именно:

$$\omega = \frac{N}{M} \quad \text{или} \quad v = \frac{N}{P}, \quad (3.4)$$

т. е. она выражает зависимость скорости перемещения рабочего органа от внешнего момента на нем.

В приводах машин имеют место несколько видов механических характеристик привода (рисунок 3.1).

Идеальной по использованию мощности силовой установки является характеристика (1), которая при любом изменении внешних нагрузок обеспечивает $N = \text{const}$. Однако по большей части внешние характеристики располагаются в диапазоне от (2) до (3).

Характеристика (2) называется жесткой: с увеличением M (нагрузки на рабочем органе) скорость ω изменяется незначительно, $N \neq \text{const}$, силовая установка перегружается, регулирование очень ограничено (приводы с же-

стойкой характеристикой целесообразно применять при устойчивом режиме работы без перегрузок или при наличии большого запаса мощности).

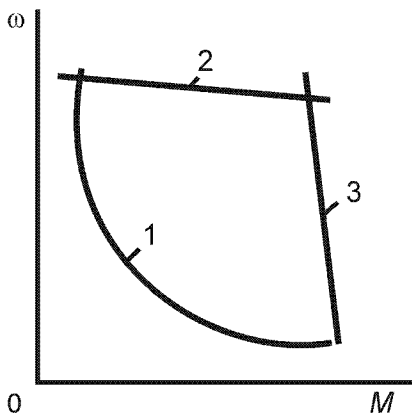


Рисунок 3.1 – Внешние характеристики привода:
1 – идеальная теоретическая ($N = \text{const}$);
2 – жесткая; 3 – мягкая

Для одноковшовых экскаваторов наиболее рациональной является характеристика (2), которая обеспечивает жесткость до предельного значения M , а затем становится мягкой, что позволяет приводу перейти в стопорный режим.

Характеристика (1) желательна для бульдозеров, автогрейдеров, машин для подготовительных работ.

В реальности механические характеристики силовых установок имеют более сложный вид (рисунок 3.2).

Характеристику (3) называют мягкой: с ростом нагрузки резко уменьшается частота вращения вала привода (вплоть до нуля при большой величине M), т.е. привод будет работать (при перегрузках) в стопорном режиме. При мягких характеристиках привод может саморегулироваться, т.е. автоматически снижать частоту вращения при перегрузке при увеличении передаваемого крутящего момента (или увеличивать скорость при снижении нагрузки), что повышает производительность.

Отметим, что в машинах для земляных работ необходимы приводы, обеспечивающие максимальное использование N при высоком КПД и имеющие мягкую характеристику.

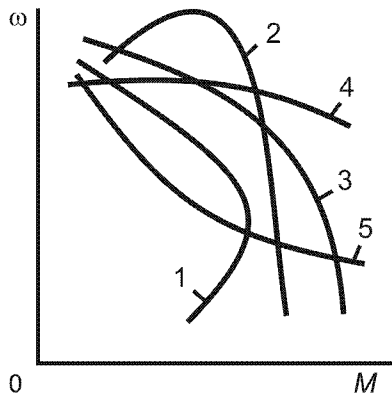


Рисунок 3.2 – Механические характеристики силовых установок:
1 – ЭД переменного тока; 2 – ДВС;
3 – ДВС с регулятором; 4 – ЭД постоянного тока (с последовательным возбуждением);
5 – ЭД постоянного тока (с параллельным возбуждением)

3.1 Приводы с ДВС

ДВС машин для земляных работ работают в условиях переменных нагрузок по мощности, при большой запыленности воздуха (до 5 г/м^3), при значительных колебаниях температур (от -30 до $+50$ °С).

В связи с этим они должны иметь запас по мощности, оснащаться улучшенными агрегатами воздухоочистки и (желательно) устройствами предпускового подогрева в условиях эксплуатации при низких температурах.

Их различают по многочисленным признакам (по способу осуществления газообмена (2- и 4-тактные), по способу наполнения рабочего цилиндра – без наддува и с наддувом, по способу воспламенения – с принудительным зажиганием (от электронскры) и с самовоспламенением от сжатия (дизели), по числу и расположению цилиндров – рядные и V-образные.

В дорожных машинах в основном применяют транспортные 4-тактные дизели (с наддувом и без), имеющие жидкостное и воздушное охлаждение. Их применяют в машинах как с непосредственной передачей (механической) на исполнительные органы, так и с различными преобразователями, которые обеспечивают защиту двигателей и всех конструкций машин от внешних перегрузок (их применяют в тех случаях, когда внешние характеристики ДВС не соответствуют режиму работы машины).

Выбор ДВС осуществляют по основным техническим характеристикам: номинальной мощности $N_{\text{дв}}$, частоте вращения коленчатого вала n , массе m и удельному расходу топлива g_e .

Требуемую мощность двигателя $N_{\text{дв}}$ подбирают с учетом коэффициента запаса K_3 :

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{max}} K_3, \quad (3.5)$$

где N_{max} – сумма мощностей, вычисленных при максимальных значениях моментов (или усилий) на рабочих органах, кВт;

$$K_3 = \begin{cases} 1,17 \dots 1,25 & \text{– для дизелей;} \\ 1,11 \dots 1,17 & \text{– для карбюраторных ДВС.} \end{cases}$$

При необходимости проведения уточненных расчетов выбор двигателя внутреннего сгорания осуществляют на основе уравнения баланса мощности:

$$N_{\text{дв}} = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} (N_{\text{пер}} \pm N_y \pm N_i \pm N_{\text{букс}} \pm N_p) + \sum N_{\text{пр.м}}, \quad (3.6)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

$N_{пер}, N_y, N_t, N_{букс}$ – мощности, затрачиваемые соответственно на перемещение, преодоление уклона, преодоление инерционных сил, преодоление буксования ведущих колес, кВт;

$$N_{букс} = P_k (v_t - v_d) = P_k v_t \delta, \quad (3.7)$$

P_k – окружная сила на ведущих колесах, Н;
 v_t – расчетная (теоретическая) скорость, м/с;
 v_d – действительная скорость, м/с;
 δ – коэффициент буксования,

$$\delta = 1 - \frac{v_d}{v_t}, \quad (3.8)$$

$\delta = \begin{cases} 0,18 \dots 0,22 & \text{– в тяговом режиме;} \\ 0,03 \dots 0,05 & \text{– в транспортном режиме;} \end{cases}$

$N_{раб}$ – мощность на преодоление сопротивления рабочих органов, кВт,

$$N_p = P_p v_p, \quad (3.9)$$

P_p – сила сопротивления на рабочих органах (на ковше скрепера или погрузчика, отвале бульдозера или автогрейдера, на зубьях рыхлителя), Н;
 v_p – скорость движения рабочих органов, м/с;
 $\sum N_{пр.м}$ – мощность, отбираемая на привод различных механизмов и рабочих органов машины, 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 относятся:

- 1) автономность;
- 2) относительно высокий КПД (0,35–0,45);
- 3) малая масса на единицу мощности (3–5 кг/кВт);
- 4) небольшой расход топлива (0,20–0,25 кг/кВт·ч).

Их недостатки:

- 1) чувствительность к перегрузкам;
- 2) затруднения при эксплуатации в условиях низких температур;
- 3) потребность в муфтах (фрикционных, гидравлических и др.) для передачи движения от двигателя к трансмиссии.

Сочетание этих характеристик определяет их преимущественное использование в машинах для земляных работ, т.е. при непрерывном собственном перемещении в процессе работы или при частых перемещениях с объекта на объект.

Механический привод в настоящее время применяют относительно редко. Самым ярким примером механического привода являются одноковшовые экскаваторы с канатной (гибкой) подвеской, которые с оборудованием драглайна имеют преимущества по сравнению с гидравлическими одноковшовыми экскаваторами. Для их привода характерна разветвленная механическая трансмиссия, применение муфт и тормозов сложного устройства, специфическая кинематика различных видов рабочего оборудования. От двигателя внутреннего сгорания движение к рабочим механизмам передается цепными, зубчатыми и канатными передачами при использовании кулачковых, фрикционных муфт и главной муфты. Главная муфта представляет собой фрикционную муфту (открытого или закрытого типа), управляемую с места машиниста. Главная муфта необходима для включения трансмиссии и быстрой остановки всех механизмов. Она заблокирована со специальным тормозом трансмиссии, который автоматически отключается при выключении главной муфты.

3.2 Приводы с комбинированной силовой установкой

3.2.1 ДВС – электрогенератор – электродвигатель (электропривод)

Первичным двигателем является ДВС, который приводит в действие электрогенератор. Электрогенератор, в свою очередь, питает токком электродвигатели (как постоянного, так и переменного тока), приводящие в действие исполнительные механизмы. Их используют на крупных дорожных машинах, на тягачах большой мощности

Преимущества электропривода:

- 1) постоянная готовность к работе;
- 2) возможность реверсирования;
- 3) высокий КПД;
- 4) долговечность и универсальность;
- 5) надежность эксплуатации при низких температурах.

Электродвигатели переменного тока получили широкое распространение. Они просты в управлении, надежны в эксплуатации, могут выдерживать большие кратковременные перегрузки ($K_n = 1,8...2,2$). (Основной недостаток – высокая чувствительность к колебаниям напряжения в питающей сети).

Обычно используют трехфазные асинхронные двигатели (ЭД с контактными кольцами), которые питаются от электросети с напряжением 220; 380 В

и частотой 50 Гц. В зависимости от мощности эти ЭД имеют либо короткозамкнутый ротор (при $N \leq 10$ кВт), либо фазовый ротор (при $N > 10$ кВт).

В приводах одноковшовых экскаваторов применяют специальные крановые асинхронные электродвигатели трехфазного тока. Они хорошо работают при частых пусках и торможениях, но их большой недостаток – не могут саморегулироваться. Эта задача решается введением специальных преобразователей частоты питания электродвигателя. Однако такие электродвигатели становятся массивными и сложными по конструкции. Поэтому чаще всего используют нерегулируемые электродвигатели переменного тока.

Двигатели с короткозамкнутым ротором удобны в управлении, но для их пуска требуется большой ток (пусковой момент). При этом у них невозможно регулировать частоту вращения. Как правило, такие двигатели используют только для привода лебедок с небольшим усилием и вспомогательных механизмов.

Двигатели с фазным ротором удовлетворительно работают при частых пусках и торможениях, у них можно регулировать частоту вращения. Ими управляют вручную контроллером или с помощью магнитных станций. Для смягчения внешних характеристик в цепь (ротора) вводят регулируемое сопротивление, что ведет к потере энергии и увеличению массы. Для регулирования скоростей применяют различные варианты, например, систему электропривода с тормозным генератором постоянного тока, сочлененным с валом двигателя. Их используют в одноковшовых экскаваторах малой мощности и выполняют взаимозаменяемыми с двигателями внутреннего сгорания.

Электродвигатели постоянного тока считаются 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.

Их масса (и габариты) в 1,5–2,5 раза больше любых других силовых установок. Тем не менее их используют в приводах машин для земляных работ. Обычно их применяют в экскаваторах средней и большой мощности, а также в приводе моторколес тяжелых землеройно-транспортных машин (скреперов).

В экскаваторах средней мощности применяют схему: ДВС – трехобмоточный электрогенератор – электродвигатель с электромагнитным усилителем (ДВС – ТГ – ЭД с ЭМУ).

В экскаваторах большой мощности применяют привод по схеме ДВС – генератор – электродвигатель с электромашинным усилителем (ДВС – Г – ЭД с ЭМУ). В таких схемах работа генератора согласуется с характеристикой ДВС, что обеспечивает полное использование мощности при изменении нагрузок в широком диапазоне. Эти схемы позволяют бесступенчато регулировать скорость исполнительных механизмов (регулирование производят изменением тока возбуждения схемы с параллельным, последовательным и

смешанным включением обмоток возбуждения), т. е. в этих схемах используется почти идеальная внешняя характеристика.

Для трехобмоточных генераторов регулировку производят соответствующим подбором ампер-витков трех обмоток генератора: независимой, шунтовой и серийной. Для них мягкость внешней характеристики достигается совместным действием двигателя постоянного тока независимого возбуждения и источника питания – генератора.

Их преимущества – постоянная готовность к работе, простота пуска, управления и реверсирования, довольно высокий КПД.

Недостатки – большая стоимость комбинированного привода и зависимость от источника энергии (для сетевых генераторов).

Схема ДВС – ТГ – ЭД требует больших капитальных затрат (как правило, устанавливают несколько трехобмоточных электрогенераторов и несколько электродвигателей), но отличается плавностью и широкими возможностями регулирования ω и M , в том числе возможностью электроторможения, а также наименьшим удельным расходом электроэнергии. Плавность работы привода способствует увеличению долговечности всей машины.

Кроме того, в последнее время появляются приводы с рекуперацией энергии. Например, при опускании ковша экскаватора потенциальная энергия рабочего оборудования трансформируется в электроэнергию, отдаваемую в сеть за счет преобразования электродвигателя привода лебедки в генератор. При последующем цикле подъема рабочего оборудования запасенная энергия совершает полезную работу, чем достигается значительное энергосбережение.

3.2.2 ДВС – гидронасос – гидродвигатель (гидравлический привод)

Эти комбинированные силовые установки (ДВС – гидронасос) получили наибольшее распространение из-за полной автономности. (Следует отметить, что применяют также комбинацию электродвигатель – гидронасос для машин малой и средней мощности, не требующих полной автономии от источника питания.)

Гидропривод включает гидрообъемное силовое оборудование (гидронасосы, гидродвигатели, силовые гидроцилиндры).

В объемном гидроприводе механическая энергия, вырабатываемая первичным двигателем (ДВС или электродвигателем), для удобства ее передачи вначале преобразуется в энергию потока рабочей жидкости, а затем вновь в механическую.

Преимущества гидравлического привода:

- 1) небольшие масса и габариты;
- 2) бесступенчатая регулировка скорости дает возможность повысить КПД приводного двигателя;

- 3) возможность получения больших (1000 и более) передаточных чисел;
- 4) преобразование вращательного в поступательное движение (и обратно);
- 5) малая инерция (из-за малых масс и габаритов) обеспечивает включение машины и регулирование рабочих движений за доли секунды, т. е. повышает производительность машины в целом.

Но эти достоинства влекут за собой и некоторые недостатки. К ним относятся:

- 1) относительно высокая стоимость (качественный металл, высокая точность при изготовлении, сборке и т. д.)
- 2) сложность эксплуатации (контроль за состоянием соединений, утечки рабочей жидкости и, как результат, потеря мощности);
- 3) необходимость специальных жидкостей для различных климатических условий;
- 4) снижение КПД при использовании длинных трубопроводов (из-за потерь на трение);
- 5) высокие динамические нагрузки из-за быстродействия (время срабатывания 0,03–0,12 с);

Объемный гидропривод получил распространение в большинстве строительных и дорожных машин.

В его состав входят:

- 1) гидронасосы, создающие один или несколько потоков рабочей жидкости и имеющие устройства для их регулирования;
- 2) гидродвигатели (гидромоторы и гидроцилиндры);
- 3) устройства коммутации потоков энергии (гидрораспределители и гидроклапаны);
- 4) соединительные линии (трубопроводы, рукава высокого давления, коллекторы);
- 5) вспомогательные устройства гидравлического привода не основных рабочих механизмов (выносных опор и др.);
- 6) устройства для кондиционирования рабочей жидкости (фильтры, теплообменники, баки);
- 7) устройства для подпитки гидронасосов и гидродвигателей.

Объемные гидроприводы классифицируют по ряду признаков:

- 1) *по конструктивному признаку* – открытые (сливная магистраль сообщается с атмосферой) и закрытые, имеющие небольшой подпор жидкости на сливе (0,2–0,3 МПа), созданный дополнительным насосом;
- 2) *по виду энергопреобразования* – шестеренные, поршневые, пластинчатые;
- 3) *по регулируемости параметров* – регулируемые, ступенчато и непрерывно регулируемые, нерегулируемые;
- 4) *по характеру движения выходного звена* – с возвратно-поступательным (гидроцилиндры), с вращательным (гидродвигатели) и возвратно-поворотным движением;

- 5) по назначению – основные и вспомогательные;
- 6) по системе управления – с ручной, электрической, гидравлической и электрогидравлической системой управления;
- 7) по количеству генерируемых потоков жидкости – одно-, двух-, трех- и четырехпоточные.

Гидропривод работает при давлениях до 30–40 МПа (современная тенденция развития состоит в увеличении давления).

В качестве рабочей жидкости используют различные минеральные масла. Рабочая жидкость должна обладать хорошей смазывающей способностью, не вызывать коррозию металла, не менять свойства при изменении температуры. Она должна быть безопасной и не образовывать пены и осадка. Этим требованиям отвечают масла, получаемые из низкозастывающих фракций нефти с присадками (антиокислительными, антипенными, противоизносными и др.). Например, масла всепогодные (типа ВМГЗ) или летние (типа МГ 30).

В объемном гидроприводе, как отмечалось, имеются сочетания гидронасосов и гидродвигателей, трубопроводов, предохранительных клапанов, емкостей для рабочей жидкости, фильтров, дросселей, соединительной аппаратуры и распределительных устройств.

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

Схемы объемного гидропривода зависят от типа машин, технологии работ и требований к их технологическим показателям.

Объемный гидропривод выполняют в двух вариантах:

- 1) гидропривод передает движение двум и более гидродвигателям при однопоточной насосной установке (в этом случае осуществляют параллельное или последовательное включение гидродвигателя);
- 2) гидропривод передает движение гидродвигателям при многопоточной насосной системе (каждый насос питает один или группу гидродвигателей (наиболее сложные гидросхемы у гидравлических одноковшовых экскаваторов)).

Как было отмечено, основной недостаток объемного гидропривода – это сложность эксплуатации и относительно малая долговечность: из-за быстрого ($\tau = 0,03 \dots 0,12$ с) нарастания давления жидкости в рабочих органах возникают большие динамические нагрузки в элементах конструкции. Для его устранения используют, например, гидроцилиндры с гидравлическим демпфированием конечного положения; удароликвидирующие клапаны в гидросистеме и др.

Как правило, гидропривод включает силовую установку (ДВС или электродвигатель), механическую или другую передачу, гидропередачу, систему управления и вспомогательные устройства. Механическую передачу целесообразно применять 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. Нет также необходимости в механической передаче на участке трансмиссии гидродвигатель – рабочий орган, если скорости их движения совпадают.

Как уже отмечалось, в большинстве машин применяют объемный (статический) гидропривод. В нем используется статический напор (энергия) практически несжимаемой рабочей жидкости, нагнетаемой насосами.

В гидроприводах дорожно-строительных машин наиболее распространены шестеренные, поршневые (аксиально- и радиально-поршневые) и лопастные (пластинчатые) насосы и гидромоторы, а также силовые гидроцилиндры.

Для указанных роторных гидромашин (шестеренных, поршневых, винтовых, пластинчатых) одним из основных свойств является их *принципиальная обратимость*, т.е. способность работать как в качестве насоса, так и гидромотора.

3.2.3 ДВС – компрессор – пневмодвигатель (пневматический привод)

Пневматический привод близок по конструкции гидравлическому приводу. В пневматическом приводе механическая энергия силовой установки преобразуется в энергию движения сжатого воздуха ($p = 0,5 \dots 0,8$ МПа) и обратно – в движение исполнительного механизма.

Пневматический привод используют в приводах пневмомолотов, вибраторов и других машин, а также в системах управления машинами.

Их достоинства:

- 1) плавное включение и торможение механизмов;
- 2) надежность и простота в обслуживании;
- 3) малая чувствительность к динамическим нагрузкам;
- 4) способность переносить перегрузки (вплоть до стопорения).

Недостатки:

- 1) невысокая удельная мощность;
- 2) трудность точного регулирования (из-за высокой сжимаемости воздуха);
- 2) низкий КПД;
- 3) большой шум при работе.

Основными агрегатами пневматического привода являются компрессор, воздухосборник (ресивер), пневматические двигатели, соединительные воздухопроводы, регуляторы давления и предохранительные клапаны, воздушные фильтры и маслосепараторы.

Компрессоры предназначены для выработки сжатого воздуха. Их приводят двигателем внутреннего сгорания или электродвигателем. Двигатель внутреннего сгорания – компрессор – система воздухоподготовки образуют переносные или передвижные компрессорные установки (станции).

По принципу действия компрессоры разделяют на поршневые, ротационные, турбинные, диафрагменные и винтовые. Всасывание воздуха, его сжатие и нагнетание в ресивер производят движением вытеснителей (поршней, пластин, зубьев шестерен, диафрагм, винтов).

Поршневой компрессор (рисунок 3.3) представляет собой цилиндр 4, в котором перемещается поршень 5. Возвратно-поступательное движение поршня обеспечивается приводимым от двигателя 7 коленчатым валом 6 с шатуном 8. На крышке цилиндра установлены пружиненные автоматически действующие клапаны – всасывающий 9 и нагнетающий 3. При движении поршня вниз в цилиндре создается разрежение, вследствие чего автоматически открывается клапан 9, и в рабочую камеру из атмосферы через фильтр 1 всасывается воздух. При движении поршня вверх клапан 9 закрывается, и воздух в цилиндре сжимается.

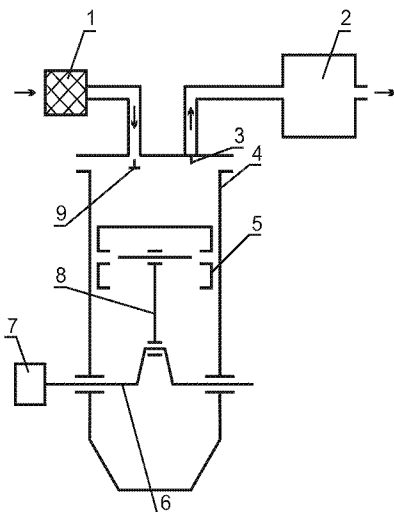


Рисунок 3.3 – Схема поршневого компрессора одноступенчатого сжатия

Когда давление воздуха в рабочей камере достигает определенного значения (обычно 0,8 МПа), открывается клапан 3 и воздух выталкивается из цилиндра в воздухохоборник 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 ($\eta_{\text{мcc}} = 1,1 \dots 1,15 \eta_{\text{occ}}$). В двухступенчатом происходит сжатие сначала до 0,2–0,25 МПа, затем до 0,4–0,8 МПа.

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

Пневматические двигатели предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в возвратно-поступательное или вращательное движение выходного звена. Они подразделяется на пневмомоторы и пневмоцилиндры.

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

Пнеumoаппараты (пневмораспределители, предохранительные, редуционные, обратные клапаны, пневмодрессели) служат для изменения направления движения рабочего воздуха к пневмодвигателям, изменения или стабилизации (поддержания на постоянном заданном уровне) расхода и давления в пневматическом приводе.

3.3 Трансмиссии

Трансмиссией называют систему устройств для передачи движения и преобразования энергии от силовой установки к механизмам и рабочим органам машины. Трансмиссия позволяет изменять по величине и направлению развводимые силовой установкой скорости, крутящие моменты и усилия.

Любая трансмиссия является разомкнутой системой, имеющей вход и выход. Вход соединен с силовой установкой, выход – с исполнительным механизмом рабочего органа.

Эффективность работы любой трансмиссии, ее способность преобразовывать скоростные и силовые показатели двигателя характеризуются несколькими параметрами, которые связывают ее входные и выходные характеристики (мощности $N_{\text{вх}}$ и $N_{\text{вых}}$, крутящие моменты $M_{\text{вх}}$ и $M_{\text{вых}}$, угловые скорости $\omega_{\text{вх}}$ и $\omega_{\text{вых}}$ или частоты вращения $n_{\text{вх}}$ и $n_{\text{вых}}$).

Во-первых, это КПД, характеризующий потери мощности в трансмиссии:

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}. \quad (3.10)$$

Во-вторых, *передаточное число*, характеризующее способность трансмиссии изменять величину скорости:

$$u = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}}. \quad (3.11)$$

В-третьих, *коэффициент преобразования момента*, т. е. способность трансмиссии изменять величину момента:

$$K_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{вых}}}{M_{\text{вх}}} = \eta u. \quad (3.12)$$

И, наконец, в-четвертых, *диапазон трансмиссии*, т.е. диапазон регулирования скорости на выходе трансмиссии:

$$q = \frac{\omega_{\text{вых.мах}}}{\omega_{\text{вых.мин}}} = \frac{n_{\text{вых.мах}}}{n_{\text{вых.мин}}}, \quad (3.13)$$

где $\omega_{\text{вых.мах}}$, $\omega_{\text{вых.мин}}$ – соответственно максимальная и минимальная угловые скорости на выходе, рад/с;

$n_{\text{вых.мах}}$, $n_{\text{вых.мин}}$ – соответственно максимальная и минимальная частоты вращения на выходе, об/мин.

Важным показателем трансмиссии является степень ее прозрачности (способность передавать колебания внешней нагрузки силовой установке). В прозрачных трансмиссиях любые колебания внешней нагрузки передаются силовой установке, что усложняет режим работы и снижает экономичность работы последней. Поэтому для предохранения силовой установки от перегрузок используют трансмиссии с меньшей степенью прозрачности.

Трансмиссии классифицируют по ряду признаков. Во-первых, по способу передачи энергии трансмиссии разделяют на механические, электрические, гидравлические и комбинированные.

Во-вторых, *по способу изменения передаточных чисел* различают трансмиссии ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные.

Ступенчатые трансмиссии имеют заданные интервалы (ступени) передаточных чисел, при которых работа машины приближается к оптимальным значениям, *бесступенчатые* – позволяют в заданном интервале передаточных чисел иметь любое их значение, что обеспечивает наиболее производительную и экономичную работу машины.

В *комбинированных трансмиссиях* имеют место интервалы ступенчатой передачи, внутри которых возможно их бесступенчатое регулирование.

В-третьих, *по типу исполнительного механизма* различают трансмиссии с передачей движения:

а) на ведущие колеса движителя, обеспечивающие передвижение машины с различными скоростями и силой тяги;

б) на валы отбора мощности, необходимой для привода рабочих органов машины;

в) на привод насосов в гидросистемах трансмиссий и навесных рабочих органов.

Все они, кроме механических, имеют участки, на которых механическая энергия первичной силовой установки преобразуется в энергию других видов, а затем снова в механическую.

В *механических трансмиссиях* основными элементами являются зубчатые, червячные, цепные, ременные, канатно-блочные (полиспастные) передачи. В состав трансмиссии входят также сцепные, соединительные и предохранительные муфты, тормоза, а также различные механические устройства для изменения направления, частоты вращения и крутящего момента.

Механические трансмиссии разделяют на *редукторные* и *канатно-блочные (полиспастные)*.

В *редукторных* основные элементы – это редукторы в сочетании с различными передачами (зубчатыми, карданными, цепными, ременными и др.). Они образуют коробки скоростей, раздаточные редукторы, ведущие мосты и др. Их, как правило, используют для передачи движения только на короткие расстояния.

Наибольшее применение в трансмиссиях машин имеют зубчатые передачи, обеспечивающие высокий КПД, передачу больших мощностей, заданные значения передаточных чисел и достаточную надежность.

На тракторах мощностью до 120 кВт чаще всего применяют *ступенчатые зубчатые трансмиссии*. Конструкция их наиболее отработана, они относительно просты и надежны в работе, имеют довольно высокий КПД, низкую стоимость и удобны в эксплуатации. Вместе с тем ступенчатое регулирование крутящих моментов приводит к малоэффективному использованию мощности двигателя.

Ступенчатые трансмиссии выполняются по двум силовым схемам. В пневмоколесных тракторах мощность двигателя, передаваемая на ведущие колеса трактора, разделяется после коробки передач, что обуславливает наличие одной центральной передачи, размещаемой, как правило, в корпусе ведущего моста трактора. Такая схема относительно проста, хорошо комплектуется, имеет высокий механический КПД, а также низкие показатели материалоемкости и высокую ремонтпригодность.

В гусеничных тракторах мощность двигателя разделяется перед коробкой передач или в ней, что обуславливает наличие двух центральных передач. Это обеспечивает меньшую силовую нагруженность деталей коробки передач и центральной передачи, а также их установку на менее нагруженные части трансмиссии до центральной передачи.

При относительно больших размерах передач (например, на одноковшовых экскаваторах с гибкой подвеской) пользуются *канатно-блочными трансмиссиями*. Их составные части – это лебедки и полиспасты (системы подвижных и неподвижных блоков, связанных канатом).

К достоинствам механических трансмиссий можно отнести:

- 1) относительную простоту конструкции;
- 2) небольшую стоимость;
- 3) сравнительно точное соблюдение заданных скоростей и моментов;

4) достаточную надежность в работе.

Недостатки:

- 1) значительные потери энергии в передачах, муфтах и тормозах;
- 2) ступенчатое изменение скоростей и моментов;
- 3) сложность конструкции и компоновки передачи при широком диапазоне регулирования скоростей и моментов;
- 4) существенное увеличение массы (и стоимости) при увеличении расстояния от двигателя.

При необходимости расширения диапазона регулирования скоростей и крутящих моментов приходится усложнять трансмиссии, что ухудшает безотказность и ремонтпригодность машины. Кроме того, механические трансмиссии полностью прозрачны, т.е. колебания внешней нагрузки практически полностью передаются силовой установке.

Между тем, механические трансмиссии широко применяют в приводах ходового оборудования средних бульдозеров, автотранспортных средств и тракторов. В приводах машин для земляных работ все большее распространение имеют многопоточные планетарные зубчатые передачи, которые обеспечивают меньшие размеры и массу, а также больший КПД по сравнению с обычными зубчатыми передачами (с неподвижными осями колес). Их применяют в передачах колесных и гусеничных погрузчиков, скреперов и бульдозеров, траншейных экскаваторов, катков, а также в приводах механизмов поворота и хода одноковшовых экскаваторов.

Основными резервами совершенствования механических передач являются повышение надежности их элементов, а также использование новых, более эффективных кинематических схем.

Объемные гидropередачи являются основой гидропривода. В них рабочее усилие или крутящий момент практически не зависит от скорости движения рабочей жидкости. В объемной гидropередаче должны быть 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.

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

Типичная схема открытой гидropередачи (для привода элементов рабочего оборудования (стрелы, рукояти, ковша) одноковшового экскаватора) имеет следующий вид (рисунки 3.4).

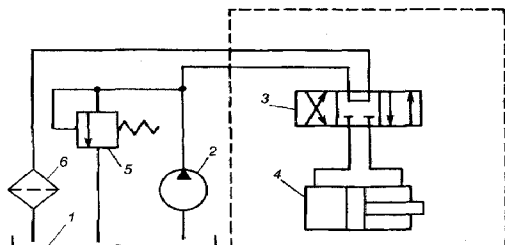


Рисунок 3.4 – Схема открытой гидропередачи:

- 1 – гидробак; 2 – насос (неревверсивный);
- 3 – гидрораспределитель;
- 4 – гидроцилиндр;
- 5 – предохранительный клапан;
- 6 – фильтр

Вал (входное звено) насоса 2 приводится во вращение от вала ДВС или через механическую передачу. Рабочая жидкость, поступившая в насос из бака 1 по всасывающей линии, подается под давлением по напорной линии через гидрораспределитель 3 и рабочую линию в полость гидроцилиндра 4. Под действием жидкости поршень перемещается вместе со штоком, в результате чего элемент рабочего оборудования выполняет рабочее движение. Золотник гидрораспределителя 3 может занимать одно из трех возможных положений. В среднем (нейтральном) положении обе полости гидроцилиндра 4 заперты, и его поршень неподвижен. При перемещении золотника влево рабочая жидкость насосом 2 нагнетается в левую полость гидроцилиндра, а его правая полость при этом сообщается со сливом через фильтр 6. В результате поршень гидроцилиндра перемещается вправо до тех пор, пока золотник распределителя смещен относительно нейтрального положения. При перемещении золотника вправо рабочая жидкость насосом 2 нагнетается в правую полость гидроцилиндра, а его левая полость при этом сообщается со сливом также через фильтр 6. В результате поршень гидроцилиндра также перемещается влево до тех пор, пока золотник распределителя смещен относительно нейтрального положения. Поршень при данных перемещениях может дойти до упора в стенку цилиндра, тогда давление рабочей жидкости повысится настолько, что откроется предохранительный клапан 5 и жидкость, подаваемая насосом 2, начнет сливаться в гидробак 1. Следует отметить, что в современных дорожно-строительных машинах открытые гидропередачи практически не используются.

В закрытых гидропередачах жидкость из сливной полости гидроцилиндра возвращается во всасывающую полость насоса. Закрытые гидропередачи отличаются большей компактностью, т.к. имеют бак небольших размеров и дополнительный насос, предназначенный только для пополнения утечки рабочей жидкости (рисунок 3.5).

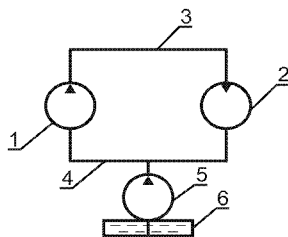


Рисунок 3.5 – Схема объемной гидропередачи закрытого типа:

- 1 – гидронасос; 2 – гидромотор; 3 и 4 – нагнетательная и всасывающая гидролинии; 5 – насос подпитки; 6 – бак

Современные роторные гидромашины имеют малые габариты и массу. Их удельная масса достигает 0,1–0,2 кг/кВт, при КПД $\eta = 0,85 \dots 0,90$. Поэтому они обладают малой инерцией. Например, маховая масса гидродвигателя вращательного действия в несколько раз меньше маховых масс электродвигателя той же мощности.

Гидромоторы могут быть низко- и высокомоментными. Низкомоментные гидромоторы являются быстроходными двигателями и характеризуются малыми величинами отношения M / ω (от 0,06 до 60 Н·м·с⁻¹). Соответственно высокомоментные гидромоторы являются тихоходными с большими значениями M / ω , достигающими 1200 Н·м·с⁻¹.

Если $\omega < 10$ рад/с и $M > 1000$ Н·м, то гидродвигатель считается высокомоментным (его N / m в 2–5 раз хуже, чем у низкомоментного).

Шестеренные насосы и двигатели выполняют с внешним и внутренним зацеплением. Их преимущества – простота конструкции и малая стоимость. Их используют в тех передачах, где величина КПД не имеет существенного значения. Подача составляет до 960 л/мин при давлении до 21 МПа (односекционные насосы развивают давление до 10 МПа). КПД не превышает 0,60–0,75 (наименьший из насосов). Шестеренные двигатели используют в нерегулируемых быстроходных передачах, не требующих большого пускового момента.

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы компактны, имеют большой КПД, достигающий при высоких давлениях 0,95, сравнительно малую инерционность и удельную мощность до 12 кВт/кг. Их недостатки – необходимость тщательной фильтрации рабочей жидкости и низкая долговечность. Применяются в главных и вспомогательных приводах одноковшовых и многоковшовых экскаваторов, скреперах и бульдозерах, грейдерах и других машинах для земляных работ. Они развивают рабочее давление до 16–18 МПа (и более).

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

Силовые гидроцилиндры – это простейшие гидродвигатели с возвратно-поступательным (или возвратно-поворотным в некоторых случаях) движением подвижного звена, применяемые для привода элементов рабочего оборудования строительных и дорожных машин.

Различают гидроцилиндры одностороннего действия, передающие принудительное движение звену только в одном направлении, и двухстороннего действия, у которых подвижное звено может принудительно перемещаться в противоположных направлениях. Отверстия в хвостовике корпуса и головке штока служат для шарнирного присоединения гидроцилиндра посредством цапф или пальцев, вращающихся во втулках подшипников

скольжения. Подвижным звеном может быть и корпус, и шток. Для компенсации перекосов соединяемых элементов нередко гидроцилиндры устанавливают на сферических подшипниках.

Главные показатели эксплуатационных характеристик гидроцилиндра – их внутренний диаметр и рабочее давление.

К отмеченным ранее особенностям гидропривода следует добавить основные достоинства объемной гидропередачи:

- бесступенчатое регулирование крутящего момента в широком диапазоне и его плавная передача на исполнительный механизм;
- большая 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 и трансмиссии от перегрузок;
- легкость и простота управления.

К недостаткам объемной гидропередачи можно отнести следующее:

- КПД меньше, чем у механической трансмиссии;
- большие габариты при малых значениях давления (до 15 МПа) рабочей жидкости и трудности уплотнения при больших значениях давления (28 – 35 МПа);
- зависимость КПД от температурных условий.

Объемные гидропередачи являются самыми распространенными в дорожных, строительных, подъемно-транспортных машинах. Современные системы автоматического регулирования их работы для поддержания режима максимальной мощности и оптимальной экономичности ДВС обеспечивают объемным гидропередачам высокую конкурентоспособность.

В *гидродинамических передачах (ГДП)*, в отличие от механических, нет жестких связей между источником энергии и ее потребителем.

Их обязательными элементами являются *гидродинамические муфты* и *гидродинамические трансформаторы*. Их располагают между двигателем и исполнительным механизмом.

Гидромуфты имеют два рабочих колеса: насосное, соединенное с двигателем, и турбинное, связанное с исполнительным механизмом (ведомым валом) (рисунок 3.6).

Внутренние полости обоих колес разделены наклонными в радиальном направлении лопатками и заполнены рабочей жидкостью. При вращении насосного колеса рабочая жидкость за счет центробежных сил устремляется на периферию, вследствие чего в периферийной зоне создается повышенное давление, способствующее перетеканию жидкости в полость турбинного колеса, а в расположенной ближе к центру зоне создается разрежение, способствующее подсосыванию жидкости из полости турбинного колеса. В процессе перехода рабочей жидкости из насосного колеса в турбинное она воздействует на лопатки турбины, заставляя последнюю вращаться. Тур-

бинное колесо отстает от насосного: $\omega_t < \omega_n$. КПД зависит от угловой скорости и может достигать $\eta_{ном} = 0,94 \dots 0,97$.

Гидромуфты (ГМ) не предназначены для преобразования величины и направления крутящего момента. Их располагают между ДВС и исполнительным механизмом. Они служат защитой ДВС от перегрузок, а также для автоматического бесступенчатого изменения скорости движения рабочего органа в зависимости от внешней нагрузки. Их используют также в качестве предохранительных муфт. В приводах с ГМ двигатель можно запускать без отключения трансмиссии.

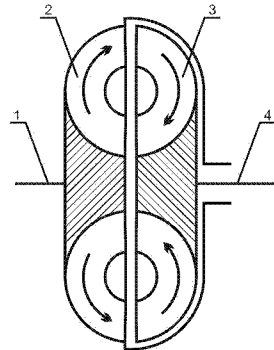


Рисунок 3.6 – Гидромуфта:

- 1 – входной вал (от ДВС);
- 2 – насосное колесо; 3 – турбинное колесо;
- 4 – выходной вал (на ИМ)

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

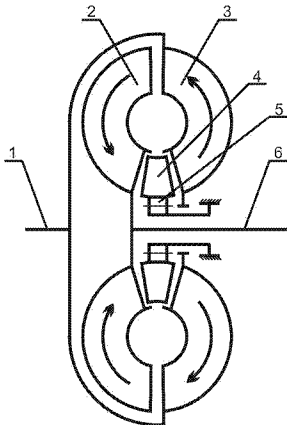


Рисунок 3.7 – Гидротрансформатор:

- 1 – выходной вал; 2 – турбинное колесо;
- 3 – насосное колесо; 4 – реакторное колесо;
- 5 – обгонная муфта; 6 – входной вал

Гидротрансформаторы (ГТ) (рисунок 3.7) имеют три рабочих колеса: насосное 3, турбинное 2 и реакторное 4. Последнее может быть установлено неподвижно или на обгонной муфте 5.

При работе гидротрансформатора масло захватывается лопатками вращающегося насосного колеса 3, отбрасывается центробежной силой к наружной окружности и попадает на лопатки турбинного колеса 2. Благодаря создаваемому при этом напору колесо приводится в движение вместе с выходным валом 1. Затем жидкость поступает на лопатки неподвижно закрепленного реакторного колеса 4, изменяющего направление потока жидкости, и опять поступает к насосу

колесу, непрерывно циркулируя по замкнутому кругу внутренней полости рабочих колес и участвуя в общем вращении с колесами.

Лопатки неподвижного реакторного колеса изменяют направление проходящего через него потока жидкости. На лопатках реактора возникает усилие, вызывающее появление реактивного момента. Таким образом, реактор дает возможность получать на валу турбинного колеса крутящий момент, отличающийся от момента, передаваемого двигателем.

Если реактор неподвижен, то при изменении внешней нагрузки в ГТ преобразуется 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. Максимальный КПД ГТ составляет $\eta = 0,85 \dots 0,87$.

Если реакторное колесо установлено на обгонной муфте, она включается автоматически при малых нагрузках, вследствие чего реакторное колесо вращается вместе с насосным и турбинным колесами. В этом случае ГТ работает в режиме ГМ с более высоким КПД.

ГТ классифицируют по ряду основных признаков:

1) *по числу турбинных колес их разделяют на одноступенчатые и многоступенчатые.* Одноступенчатые ГТ просты и экономичны. Для расширения диапазона эксплуатации с высоким КПД реакторное колесо устанавливают на обгонную муфту (см. рисунок 3.7). При этом передача может работать в режиме гидротрансформатора при неподвижном реакторном колесе и переходить в режим гидромуфты при его вращении. В ряде случаев комплексные гидропередачи выполняют с двумя реакторами;

2) *по направлению потока жидкости различают ГТ с центростремительной, осевой и центробежной турбинами.* На современных машинах применяют гидротрансформаторы только с центростремительной турбиной, которая располагается в рабочей полости ГТ точно напротив насосного колеса. В двух- и трехступенчатых ГТ различные ступени турбинных колес выполняют центробежными и центростремительными;

3) *по влиянию нагрузки на валу турбины на режим работы насоса различают ГТ с непрозрачной и прозрачной характеристиками.* У ГТ с непрозрачной характеристикой при изменении крутящего момента на турбинном колесе не меняется крутящий момент на насосном колесе, которое связано с валом двигателя. В результате двигатель работает в постоянном нагрузочном режиме. У ГТ с прозрачной характеристикой при изменении крутящего момента на турбинном колесе меняется крутящий момент на насосном колесе. Это позволяет изменять крутящий момент при изменении нагрузки на валу двигателя.

Таким образом, гидродинамическая передача, передающая крутящий момент без его преобразования, – это гидромуфта, а передача, преобразующая крутящий момент, – гидротрансформатор.

ГМ по сравнению с фрикционными сцеплениями, применяемыми в механических трансмиссиях, имеют следующие преимущества: значительно снижают динамические нагрузки в двигателе; не требуют регулировок в эксплуатации; упрощают управление и повышают проходимость машины. Однако они не обеспечивают «чистоты включения», что затрудняет переключение передач в механических коробках передач с разрывом потока мощности, а также снижает на 2–4 % КПД трансмиссии, так как они всегда работают со скольжением. По этой причине ГМ применяются реже по сравнению с гидротрансформаторами.

ГТ широко применяют в приводах дорожных машин, машин для земляных работ, где с изменением внешних нагрузок следует автоматически изменять рабочие скорости, а также снижать динамические нагрузки при стопорении рабочих органов при встрече с непреодолимым препятствием. Их недостатками являются сравнительно низкий КПД, что вынуждает увеличивать мощность силовой установки; передача мощности только на расстоянии, ограниченные их габаритными размерами, а также передача только вращательного движения.

Необходимо отметить, что ГТ в качестве коробки передач применяется редко, так как диапазон его силового регулирования относительно мал (коэффициент преобразования момента $K_{\text{пр}} \leq 2,5 \dots 4$). Для его увеличения ГТ сочетают с механическими коробками передач.

Большой эффект дает совмещение механических трансмиссий с ГДП. Последние обеспечивают быстрый разгон и торможение, хорошо гасят крутильные колебания, выполняют функции автоматических бесступенчатых коробок скоростей и согласовывают работу механизмов, получающих энергию от одного приводного двигателя. Например, на одноковшовом экскаваторе ЭО-511Б вместо главной муфты применен гидротрансформатор, который выполняет предохранительные функции. ГТ надежно ограничивает нагрузки, передаваемые от механизмов одноковшового экскаватора к двигателю. Так, при мгновенной остановке трансмиссии эти нагрузки в несколько раз превышают номинальные.

Как правило, *гидромеханической трансмиссией* считают систему передач, содержащую ГДП, с приводом от ДВС.

Все возможные схемы соединений коленчатого вала ДВС с валом насосного колеса ГТ можно разделить на схемы с последовательным и параллельным включением. При последовательном соединении диапазон регулирования передаточных чисел большой, но КПД передачи – более низкий. При параллельном соединении КПД передачи увеличивается.

В машинах для земляных работ в основном используют схему с последовательным включением. На рисунке 3.8 показаны распространенные структурные схемы соединений коленчатого вала ДВС с валом насосного колеса ГДП:

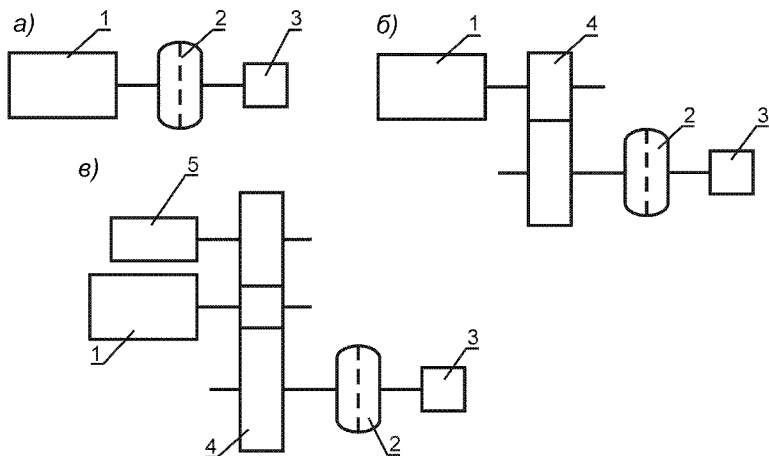


Рисунок 3.8 – Структурные схемы соединений коленчатого вала ДВС с валом насосного колеса ГДП:

a – непосредственное соединение ДВС и ГТ; *б* – непосредственное соединение ДВС и ГТ с отбором мощности на привод вспомогательных механизмов; *в* – соединение через промежуточный редуктор с отбором мощности на привод вспомогательных механизмов; 1 – ДВС; 2 – ГТ; 3 – исполнительный механизм; 4 – редуктор; 5 – вспомогательные механизмы

ГДП применяют в основном на мощных колесных и гусеничных машинах в сочетании с планетарными коробками передач, на промышленных тракторах малой и средней мощности используют взаимозаменяемые трансмиссии (ГТ на механическую ступенчатую коробку передач). По-видимому, в дальнейшем механические коробки передач на промышленных тракторах не смогут конкурировать с ГДП, особенно на мощных машинах. Перспективным является применение в тракторных трансмиссиях блокируемых ГМ и комплексных ГТ.

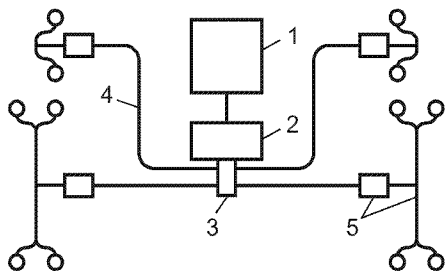


Рисунок 3.9 – Схема привода хода карьерного самосвала БелАЗ:
1 – двигатель внутреннего сгорания;
2 – электрогенератор; 3 – блок управления;
4 – электрокабель; 5 – мотор-колесо

В электрических трансмиссиях крутящий момент двигателя передается к исполнительным механизмам, как правило, с помощью электрогенератора постоянного тока, приводимого в действие двигателем внутреннего сгорания. Обратным преобразователем тока в механическую энергию в большинстве случаев является тяговый электродвигатель с последовательным возбуждением, имеющий большой пусковой крутящий момент. При работе под нагрузкой

такие электродвигатели обладают хорошей способностью к саморегулированию: с повышением нагрузки его крутящий момент увеличивается, а с понижением уменьшается. Эта способность электродвигателя обеспечивает бесступенчатое регулирование параметров электрической трансмиссии. На рисунке 3.9 представлена схема привода хода БелАЗа, содержащего электрическую трансмиссию.

Эти трансмиссии имеют следующие достоинства:

- бесступенчатое регулирование крутящего момента на ведущих колесах;
- свободный выбор колесной формулы машины и простота ее общей компоновки;

- упрощение механической части трансмиссии;

- возможность реализации на мотор-колесе большой мощности.

К недостаткам электрической трансмиссии следует отнести сравнительно низкий КПД и большую массу агрегатов трансмиссии.

Электрические трансмиссии имеют наименьшую область применения. Их используют на мощных и сверхмощных машинах, в частности, на промышленных тракторах большой мощности (более 650 кВт) и большегрузных самосвалах. Электрическую трансмиссию, выполняющую роль коробки передач в сочетании с другими агрегатами механической трансмиссии, называют *электромеханической*.

Электрические трансмиссии выполняют по двум принципиальным схемам:

а) источник электрической энергии – генератор – находится непосредственно на машине и приводится в действие от двигателя внутреннего сгорания машины. Такая схема применяется на тракторах и самосвалах;

б) источник электрической энергии находится вне машины, электрическая трансмиссия преобразует электроэнергию, поступающую извне, в механическую электродвигателя (например, в гусеничных кранах). Эту схему можно назвать комбинированной, так как для автономной работы может подключаться двигатель внутреннего сгорания, установленный на машине.

3.4 Системы управления

Система управления – это совокупность приборов и устройств для управления машиной, позволяющих контролировать работу двигателя, механизмов привода, рабочего оборудования и воздействовать путем изменения величины и направления скоростей, моментов и усилий.

Система управления состоит:

1) *из пульты управления* с органами управления (приборами, педалями, рукоятками, кнопками);

2) *системы передач* (тяг, рычагов, распределителей, золотников, трубопроводов);

3) *исполнительных механизмов*, включающих двигатели, тормоза, муфты и пр. Основными параметрами систем управления являются:

- 1) усилия, развиваемые на исполнительном органе;
- 2) скорости движения рабочего звена исполнительного органа;
- 3) число и продолжительность включений в единицу времени (час);
- 4) быстрота срабатывания;
- 5) КПД.

В зависимости от этих параметров подбирают соответствующий тип системы управления (в частности, по конструктивному исполнению, степени автоматизации, необходимости усиления).

Системы управления классифицируют по ряду основных признаков:

1) *по назначению* различают системы управления двигателями, установкой рабочих органов, муфтами и тормозами;

2) *по конструктивному исполнению* системы управления разделяют на механические рычажные, гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные (гидромеханические, электропневматические);

3) *по степени автоматизации* системы управления подразделяют на неавтоматизированные (ручные), полуавтоматические и автоматические.

В свою очередь, неавтоматизированные (ручные) системы управления могут быть непосредственного действия или с усилителями (системы с сервоприводом).

1) *Системы управления непосредственного действия* используются, если

$$\left. \begin{array}{l} 1,5 < F \leq 40 \text{ Н} \\ 0,12 < L < 0,25 \text{ м} \end{array} \right\} \text{ усилие и ход перемещения для руки;}$$

$$\left. \begin{array}{l} 1,5 < F \leq 80 \text{ Н} \\ 0,12 \leq L \leq 0,2 \text{ м} \\ \alpha \leq 60^\circ \end{array} \right\} \text{ усилие, ход перемещения и угол поворота для ноги.}$$

Передаточные числа u назначают обычно в пределах:

- для хода педали – от 24 до 40;
- угловое (для штурвала) – от 18 до 24.

Меньшие значения u применяют для легких, большие – для тяжелых машин.

Системы управления непосредственного действия могут быть механическими (усилия машиниста передаются исполнительному органу через систему рычагов и тяг) и гидравлическими (передача усилий рабочей жидкостью).

Затраты мощности в любом случае не должны превышать 40–50 Вт (средние физические возможности человека при длительной работе).

Особенность силовых установок непосредственного действия состоит в том, что на их работу не расходуется мощность силовой установки.

2) *Системы управления с усилителем* – машинист лишь включает и выключает элемент привода системы управления, а для воздействия на привод применяют пневматическое, гидравлическое или электрическое усиления.

В полуавтоматических системах управления автоматизировано управление только некоторыми операциями.

При полной автоматизации роль оператора сводится к подаче сигналов о начале и окончании работы, а также к настройке системы на определенную программу управления рабочим процессом машины.

В любом случае усилитель представляет собой своего рода трансмиссию, которая передает часть мощности силовой установки для включения исполнительных органов рабочего оборудования и механизмов.

Различают и используют электромагнитные, электронные, электромашинные (для передачи больших мощностей), а также гидравлические и пневматические усилители.

Электромагнитные усилители отличаются простотой конструкции, сравнительно малыми размерами, высокой стабильностью характеристик и малой стоимостью. В них используется свойство изменения магнитной проницаемости ферромагнитных материалов в зависимости от величины постоянного подмагничивающего поля.

Электромагнитные реле клапанного типа с втяжным или поворотным якорем, работающие как на переменном, так и на постоянном токе, используются в качестве переключателей в системах автоматики.

Электронные (полупроводниковые) усилители отличаются долговечностью, малыми размерами и массой, экономичностью, мгновенной готовностью к работе, высоким коэффициентом усиления, вибро- и ударостойкостью, а также способностью усиления слабых сигналов и большим диапазоном усиливаемых частот.

Электромашинные усилители применяют в качестве усилителей мощности для управления объединенными с ними исполнительными элементами постоянного тока. Простейшие усилители представляют собой систему из вспомогательного двигателя и генератора постоянного тока с независимым возбуждением. Управление напряжением генератора производят изменением тока в обмотке возбуждения. Достоинством этих усилителей является возможность управления большими мощностями, высокий коэффициент усиления (до 10^4) и сравнительно малая инерционность.

Гидравлические и пневматические усилители применяют в системах гидро- и пневмоавтоматики. Достоинства этих усилителей – высокая помехоустойчивость, большой коэффициент усиления, возможность управления исполнительными элементами большой мощности. Как правило, эти усилители выполнены с исполнительными элементами как единый механизм.

Механические усилители на машинах для земляных работ не используются из-за их несовершенства.

В качестве примера гидравлической системы управления непосредственного действия можно показать широко распространенную схему управления тормозом (рисунок 3.10). При нажатии машинистом на педаль 7 из напорного цилиндра 5 по гидролинии 4 рабочая жидкость вытесняется в рабочий цилиндр 3 и перемещает его поршень. Поршень связан с рычагом 9 исполнительного механизма ленточного тормоза 1 (или муфты). Утечки жидкости пополняются из бачка 6. Система возвращается в исходное положение пружинами 2 и 8.

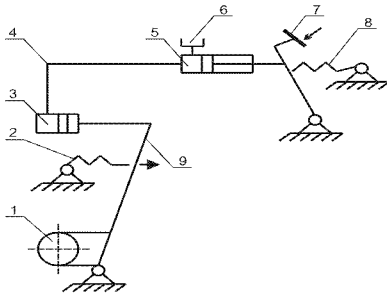


Рисунок 3.10 – Передача усилия в гидравлической системе управления тормозом

Передаточное число этой системы

$$u_y = u_p u_r, \quad (3.14)$$

где u_p, u_r – передаточные числа гидравлической и рычажной систем,

$$u_r = \frac{d_3^2}{d_5^2}, \quad (3.15)$$

d_3, d_5 – диаметры гидроцилиндров управления.

Системы управления должны обеспечивать энергосберегающее регулирование работы их механизмов и агрегатов, эффективную и безопасную эксплуатацию машин. Кроме того, они должны быть удобными и комфортабельными для машинистов.

В современных строительных и дорожных машинах для их управления используют *микроэлектронные интегральные схемы*, которые являются основой микропроцессоров и микро-ЭВМ. Микропроцессор представляет собой программно-управляемое устройство, которое осуществляет обработку поступившей информации и управление этим процессом. Бортовые микропроцессорные системы машин обеспечивают программирование арифметических и логических операций, а также управление исполнительными устройствами и системой в целом, включая информационное обеспечение (сбор, обработку и выдачу информации).

В общем случае в состав бортовой микро-ЭВМ входят следующие элементы:

- 1) устройства входа (сигналы от датчиков) и выхода (управляющие сигналы на исполнительные устройства);
- 2) оперативное и постоянное запоминающее устройство;
- 3) микропроцессор и соединительные элементы.

Основой микропроцессорной системы (рисунок 3.11) является модель реально протекающего процесса. Она включает три основных компонента: 1) модельное состояние, описывающее реальный процесс во времени;

2) функцию модификации состояний, т. е. переход от одного модельного состояния к другому на основании сигналов датчиков; 3) функцию предсказания, т.е. установление требуемого модельного состояния и формирование набора машинных команд исполнительным органам.

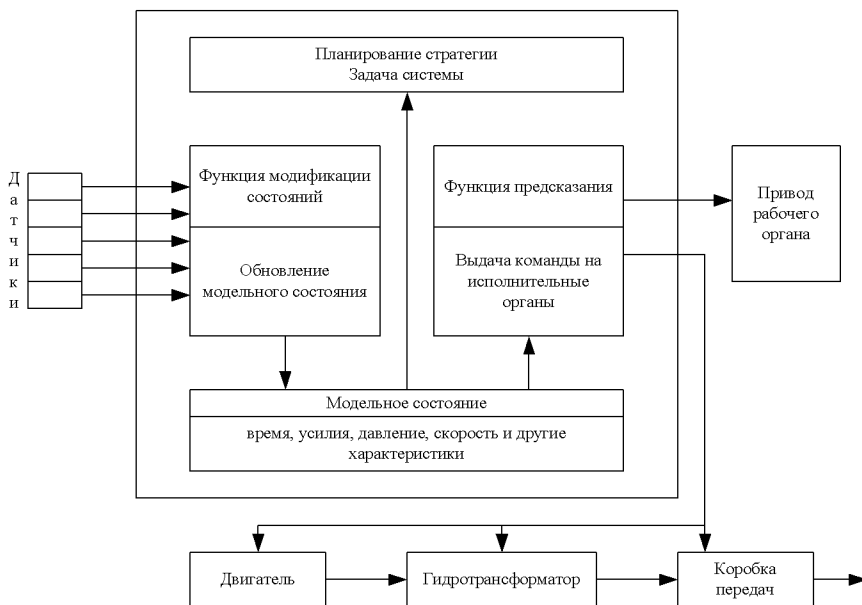


Рисунок 3.11 – Основные компоненты микропроцессорной программы управления машинами

Применение в строительных и дорожных машинах микропроцессорной техники обеспечивает повышение качества и безопасности выполняемых работ, а также увеличение производительности за счет оптимизации режимов работы машин по критериям минимального потребления топлива и наименьших нагрузок на основные узлы, а также за счет постоянного контроля работоспособности узлов и агрегатов машин путем их автоматического диагностирования.

Как правило, современные машины имеют системы управления, которые оснащены устройствами, обеспечивающими машинистам (операторам) полную информацию о работе узлов и механизмов. Для этого пульт управления оснащают информативной приборной доской, на которой указаны наиболее важные характеристики машины, в том числе:

- число оборотов двигателя;

- количество часов работы за сутки;
- сведения о наличии топлива в баке;
- данные о степени загрязнения воздушного фильтра;
- температура воды в системе охлаждения силовой установки.

Управление рабочим оборудованием осуществляется бортовым компьютером, который принимает и обрабатывает вводимые команды для элементов системы управления и узлов машины.

Для удобства регулирования режимами работы агрегатов и механизмов рычаги управления имеют большое число (20 и более) функций (без дублирования операций). Рычаги, как правило, оснащают микроджойстиком, которые позволяют легко реализовывать необходимые функции. Кроме того, широко используют сенсорные датчики и клавиши.

С увеличением мощности дорожных машин предпочитают использовать электронные системы управления, которые обеспечивают «щадящий» режим эксплуатации машин. В частности, электрогидравлические передачи в системе управления экскаваторов обеспечивают ряд преимуществ как в рабочем, так и в транспортном режимах. Так, автоматическое гашение колебаний рабочего оборудования способствует снижению удельных нагрузок, повышению долговечности металлоконструкций; при передвижении достигается более равномерное перемещение экскаватора, в том числе по неровной поверхности.

Эффективность управления машинами повышается за счет использования специальных датчиков, регистрирующих положение и другие характеристики рабочего оборудования, в результате чего позиция рабочих органов находится под постоянным контролем машиниста.

Таким образом, применение в системах управления микропроцессорной техники и автоматических устройств, а также электрогидравлических передач значительно повышает эффективность регулирования агрегатов и механизмов машин для обеспечения оптимального режима эксплуатации в зависимости от действующих на них нагрузок.

Автоматизация управления строительными и дорожными машинами ведется по нескольким основным направлениям. Во-первых, это управление пространственным положением рабочих органов машин для получения необходимого профиля и уклона планируемой поверхности. Это направление обеспечивается унифицированным рядом систем автоматизации типа «Профиль» с микроэлектронными блоками управления (автономными, копиями и комбинированными). Автономные системы обеспечивают контроль положения рабочих органов относительно вертикали с помощью бортовых датчиков (как правило, маятникового типа). В копиях системах датчик, установленный на одной стороне машины, по ходу контролирует положение рабочего органа в соответствии с заданным профилем: по тросу, лучу лазера, точно построенной полосе дороги или бордюру. В комбинирован-

ных системах требуемый уклон рабочего органа в поперечной плоскости обеспечивается автономным датчиком, а его высотное положение – по копирному устройству.

Во-вторых, автоматизация наиболее энергоемких технологических процессов. Для оптимизации и регулирования рабочих процессов разработаны унифицированные системы типа «Режим». При этом изменение тягово-скоростных характеристик машин позволяет управлять нагрузкой при автоматическом заглоблении и выглоблении рабочего органа. Управляющим параметром может быть скорость машины, частота оборотов двигателя или гидротрансформатора, угловое положение тяговой рамы или толкающего бруса. Стабилизация каждого из этих параметров осуществляется при заданных ограничениях на другие. В строительных машинах эта система может использоваться как автономно, так и совместно с системами типа «Профиль».

И, наконец, в-третьих, это создание на базе лазерной и микропроцессорной техники комплексной системы дистанционного программного или автоматического управления машинами, а также приборов оперативного контроля качества укладываемых дорожно-строительных материалов. Системы управления с помощью лазерной техники обеспечивают и контролируют требуемые высотные отметки, продольный и поперечный профиль разрабатываемых и укладываемых дорожно-строительных материалов для каждой машины. Для машин, занятых строительством дорог, разработан комплект аппаратуры «Дорога».

4 ХОДОВЫЕ СИСТЕМЫ

Ходовые системы представляют собой устройства для перемещения машины и устойчивого опирания на основание при работе. Они включают ходовое устройство (двигатель), подвеску, опорную раму или оси, а также механизм передвижения. Ходовое устройство (двигатель) предназначено для передачи нагрузок от машины на опорную поверхность. (Двигатель – механизм, преобразующий вращательное движение ведущих колес в поступательное движение машины). Оно перемещает машину и изменяет направление ее движения.

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

В быстроходных гусеничных машинах для включения и выключения гусениц служат бортовые фрикционы, причем в ряде конструкций левую и правую гусеницы включают в разные стороны, что дает возможность совершать поворот на месте.

В тихоходных машинах (одноковшовых экскаваторах) ведущие колеса приводятся во вращение зубчатыми и цепными передачами (их включают и выключают кулачковыми муфтами, что возможно лишь при остановке машин).

В машинах для скоростного строительства дорог каждая гусеница имеет индивидуальный привод.

У некоторых машин (землеройно-транспортных и многоковшовых экскаваторов) ходовые системы участвуют непосредственно в рабочем процессе. Они обеспечивают тяговые (рабочие) усилия, необходимые для разработки и перемещения грунта (для ЗГМ).

В зависимости от условий работы и назначения машин различают (и применяют) следующие виды ходовых систем: гусеничные, пневмоколесные, шагающие, рельсовые, комбинированные (пневмоколесно-рельсовые и гусенично-рельсовые). Наиболее распространены гусеничные и пневмоколесные.

Шагающее ходовое оборудование применяют при разработке грунтов и полезных ископаемых в карьерах экскаваторами-драглайнами, а также для гидромеханизации земляных работ (шагающие гидромониторы и землесосные установки).

Комбинированные ходовые системы используют для машин с широкими технологическими возможностями.

Шагающий ход обеспечивает низкое давление на грунт и большую маневренность, не требует подготовки пути, но обладает очень малыми скоростями передвижения (до 0,5 км/ч).

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

Прочность машины в основном определяется глубиной колеи, образуемой в результате взаимодействия ходового устройства с грунтом, дорожным просветом (клиренсом) – расстоянием от наиболее низкой части машины (кроме движителя) до опорной поверхности и сцепными свойствами 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

$$h = \frac{p}{c}, \quad (4.1)$$

где c – коэффициент постели, $c = 0,1 \dots 0,5$ МПа/м (для свеженасыпанного песка и мокрой размягченной глины); $c = 20 \dots 100$ МПа/м (для полускальных грунтов, известняков, песчаников, мерзлоты).

Более высокой проходимостью обладает гусеничное ходовое оборудование, которое имеет развитую опорную поверхность движителя, обеспечивающую относительно низкие удельные давления 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 характеризуется радиусом разворота и шириной дорожного коридора. В зависимости от вида привода гусеничные машины могут разворачиваться относительно одной заторможенной гусеницы (при групповом приводе) и относительно собственной оси (при индивидуальном приводе включением гусениц на движение во взаимно противоположных направлениях). Ширина дорожного коридора является шириной следа разворачивающейся машины. Этим параметром определяется вписываемость машины в схему трассы передвижения. Ширина дорожного коридора зависит от угла поворота.

4.1 Гусеничные ходовые системы (ГХС)

Они воспринимают значительные нагрузки при сравнительно низком давлении (до 0,02–0,03 МПа) на грунт, обеспечивают хорошую маневренность, высокие тяговые усилия, позволяют преодолевать большие уклоны (до 23°). Это дает возможность перемещения машины по слабым грунтам даже при погружении до половины высоты гусеницы (при наличии клиренса).

К недостаткам относятся:

- 1) большая масса (40–60 % от массы машины);
- 2) сложность конструкции и быстрый износ отдельных деталей;
- 3) низкий КПД (0,65–0,75).

Гусеничный ход, как правило, используют в пределах строительных площадок.

Гусеничные ходовые системы приводятся в движение от ДВС через механическую, гидравлическую или электрическую трансмиссии. В случае механической трансмиссии реализуется схема группового привода, в остальных случаях – схема индивидуального привода.

ГХС (рисунок 4.1) могут быть двух- и многогусеничными. Двухгусеничные применяют для машин массой до 1000 т. При большей массе используют сложные многогусеничные (до 16) системы.

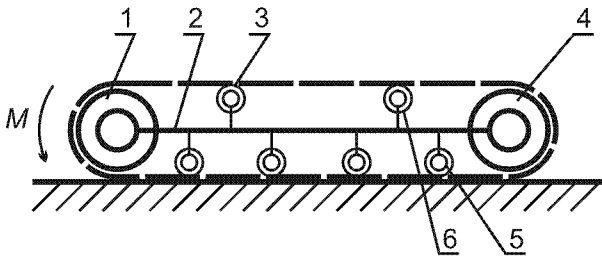


Рисунок 4.1 – Гусеничная ходовая система:

- 1 – приводное колесо; 2 – рама; 3 – гусеница; 4 – натяжное колесо;
5 – опорный каток; 6 – вспомогательный каток

Основой ГХС (см. рисунок 4.1) 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.

Гусеницы классифицируют по ряду признаков.

По типу различают гусеницы *гребневого* и *цвочного* зацеплений. У гребневых гусеничных лент обычно из литых звеньев, шарнирно

соединенных между собой пальцами. С внутренней стороны лента имеет гребни, чередующиеся с впадинами, а с наружной – развитую в ширину гладкую поверхность, которой гусеница взаимодействует с опорным основанием. По периферии ведущего колеса имеются кулачки, входящие во впадины внутренней поверхности гусеничной ленты.

В случае цевочного зацепления гусеничная лента состоит из соединенных пальцами с втулками литых звеньев гусеничной цепи, к которым с наружной стороны болтами с гайками прикреплены башмаки с ребрами (грунтозацепами) из стального проката.

По конструкции гусеницы разделяют на много- и малоопорные (рисунок 4.2).



Рисунок 4.2 – Конструкция гусениц:
а – многоопорные; б – малоопорные

Многоопорные гусеницы имеют сравнительно большое число катков малого диаметра, оси которых закреплены на гусеничной раме. Их используют на грунтах малой и средней крепости, т.к. давление на грунт распределено равномерно (число звеньев цепи незначительно больше числа катков). Но при этом затруднено преодоление препятствий.

Малоопорные гусеницы имеют малое число катков большого диаметра, что обеспечивает преодоление препятствий и работу на скальных и других крепких грунтах.

В связи с особенностями работы дорожно-строительных машин (движение в различных грунтовых условиях, относительно высокие скорости, большие динамические нагрузки, действующие во всех плоскостях) в конструкциях гусеничных ходовых устройств предусматривается подвижность гусениц относительно друг друга в вертикальной плоскости и защита звездочек от ударных нагрузок, а также использование упругих элементов в подвеске опорных катков и натяжных устройствах (пружины, рессоры, торсионы) для смягчения динамических нагрузок и лучшей вписываемости в профиль трассы.

По типу подвески гусеницы разделяют на жесткие, полужесткие и упругие (мягкие, гибкие) (рисунок 4.3).

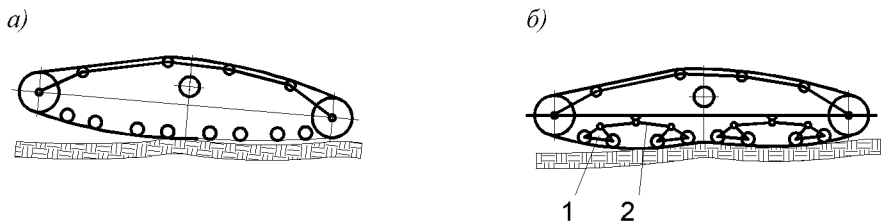


Рисунок 4.3 – Разновидности подвесок:
а – жесткая; *б* – упругая (1 – каретка; 2 – балансир)

У жестких гусениц опорные катки соединены с рамой шарнирно, что обеспечивает дешевизну и простоту, но ограничивает скорость движения до 5 км/ч (т.к. нет амортизации). Жесткая подвеска в основном используется на тихоходных машинах (погрузчиках). Ходовая система с жесткой подвеской обладает повышенной грузоподъемностью и устойчивостью, обеспечивает на мягких грунтах сравнительно равномерное распределение давления массы агрегата с грузом по опорной поверхности.

У полужестких гусеничных подвесок гусеницы сзади крепят, как правило, на раме шарнирно, а спереди через демпфирующие устройства – рессоры или пружины.

Полужесткая подвеска (с вынесенной осью качания) на большинстве грунтов обеспечивает достаточно высокие тягово-сцепные свойства и удовлетворительную плавность хода при скоростях движения до 10 км/ч. Она обладает высокой надежностью при работе на всех категориях грунтов (включая мерзлые и скальные), конструктивно проста и отработана, что позволяет создавать модификации трактора с увеличенными базой, колесей и шириной гусениц. Наличие упругого элемента в подвеске, поглощающего толчки и удары, передаваемые раме трактора, снижает утомляемость оператора и способствует увеличению срока службы систем всего агрегата вследствие большой плавности хода при транспортных режимах. В то же время в рабочем режиме такая подвеска создает ряд неудобств, поэтому часто предусматривают способы ограничения или полной ликвидации податливости подвески.

Для подрессоривания рамы трактора, как правило, используют поперечную балансирную балку, которая своей свободной частью шарнирно соединяется с рамой, а концами – через резиновые подушки или шкворни – опирается на тележки гусениц. Кроме того, на коромысле самой балки также установлены амортизаторы. Так обеспечивается трехточечная подвеска рамы, а тележки гусениц имеют возможность совершать качательное движение на задней оси, соединяющей их с рамой трактора.

У упругих гусениц опорные катки соединяют в балансирные каретки (тележки) или снабжают индивидуальными подвесками (рисунок 4.4).

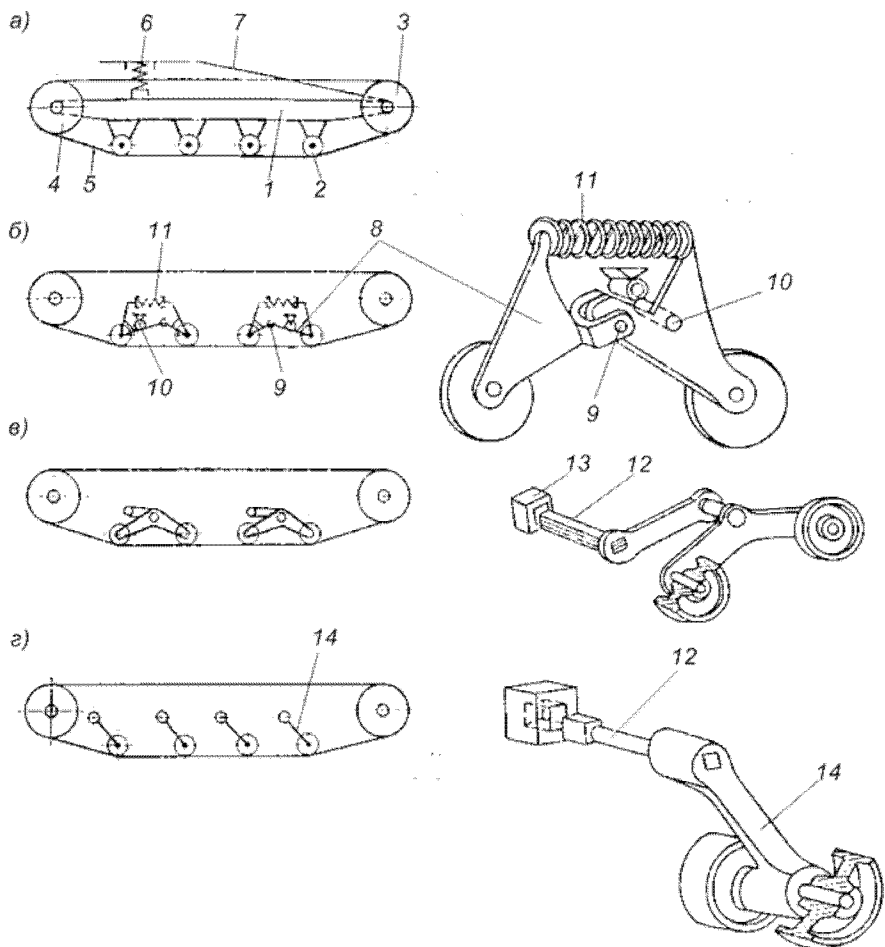


Рисунок 4.4 – Гусеничные ходовые системы дорожно-строительных машин:

- 1 – рама гусеничной тележки; 2 – опорные катки; 3 – ведущая звездочка; 4 – натяжной каток;
 5 – гусеница; 6 – рессора; 7 – рама; 8 – балансиры; 9 – шарнир; 10 – ось качания; 11 – пружина;
 12 – торсион; 13 – заделка торсиона в гнезде рамы; 14 – одинарный балансир

В целях предохранения ведущей звездочки и направляющего колеса от поломок, а также повышения проходимости машин звездочки устанавливают выше опорных катков. Однако при этом уменьшается опорная поверхность, увеличивается вылет рабочего оборудования от опорной точки, в результате чего может снижаться устойчивость машин.

Гусеничные ходовые системы дорожно-строительных машин выполняют с подвесками следующих типов:

1) полужесткой с балансирующей рессорой, например на тракторе Т-170 (рисунок 4.4, а);

2) балансирующей с подрессориванием цилиндрическими пружинами, например на тракторе ДТ-75 (рисунок 4.4, б);

3) торсионно-балансирующей, например на тракторе Т-180 (рисунок 4.4, в);

4) торсионной с индивидуальным подрессориванием каждого катка, например на тракторах ДЭТ-250, Т-330 (рисунок 4.4, г).

По наличию гусеничной рамы (тележки) различают рамные и безрамные гусеничные устройства. Рама, которая является основой машины, состоит из двух продольных балок, жестко соединенных снизу передним и задним поперечными брусками.

Гусеницы могут иметь опорные катки (открытые или закрытые), расположенные снаружи или внутри. Ведущая звездочка может быть спереди или сзади.

Звенья гусениц льют или штампуют из стали повышенной вязкости (марганцовистой), а пальцы делают из более мягкого материала.

В ряде случаев в звенья запрессовывают закаленные втулки из легированной стали, что повышает долговечность звеньев.

Гусеницы оснащают дополнительным оборудованием:

1) для восприятия боковых усилий (при повороте машины) звенья снабжают двойными или одинарными ребрами;

2) для работы в зимних условиях или грунтах, не обеспечивающих необходимого сцепления, применяют съемные шипы или шпоры;

3) для работы на слабых грунтах используют резинометаллические гусеницы (специальные резиновые ленты, армированные высокопрочной проволокой со штампованными звеньями).

Важными параметрами ГХС являются давление на грунт, развиваемые тяговые усилия при различных скоростях движения, характеристики геометрической поверхности (радиус поворота, ширина полосы поворота, углы въезда и съезда, клиренс и др.).

Среднее давление для двухгусеничных машин определяют по формуле

$$p_{\text{ср}} = \frac{mg}{2bl}, \quad (4.2)$$

где m – масса машины, кг;

b, l – ширина и длина опорной поверхности одной гусеницы, м.

В тяговых расчетах ГХС отдельно определяют составляющие сопротивления, которые потом суммируют для конкретных расчетных условий.

Расчеты показывают, что режим поворота требует большой силы тяги, поэтому он и является расчетным.

4.2 Пневмоколесные ходовые системы (ПХС)

ПХС позволяют развивать высокие транспортные скорости и обеспечивают более высокую мобильность и долговечность узлов машин, чем гусеничные. Их применяют на машинах массой до 120–160 тонн. В то же время ПХС имеют меньшие тяговые характеристики и меньшую проходимость.

ПХС имеют следующие достоинства:

- 1) хорошие маневрирование и мобильность;
- 2) высокие скорости передвижения (до 60 км/ч);
- 3) массу на 25–35 % меньше, чем гусеничное (при одинаковой мощности);
- 4) высокий КПД ($\eta = 0,80 \dots 0,85$);
- 5) ресурс до 40 тыс. км (примерно в 20 раз выше ресурса ГХС).

К недостаткам следует отнести:

- 1) низкую проходимость;
- 2) высокое давление на грунт ($p_{\text{ср}} = 0,1 \dots 0,4$ МПа).

Довольно широкое применение ПХС объясняется сочетанием функций движителя, преобразующего вращательное движение ведущих колес в поступательное движение машины, с многофункциональностью как поддерживающего устройства (передающего нагрузку от машины на основание); направляющего устройства (обеспечивающего сохранение или изменение направления движения машины) и упругого элемента (гасящего или уменьшающего колебания во время работы или перемещения).

ПХС состоит из колес с пневмошинами, устанавливаемыми на мосты и оси. Привод ПХС имеет специальную трансмиссию.

Пневмошина – это резинотканевая оболочка на ободе колеса машины с заключенным в ней сжатым воздухом. Шина состоит из покрышки с протектором (массивным резиновым слоем с выступами для лучшего сцепления с грунтом), каркаса, бортов для укрепления покрышки на ободе колеса, а также камеры для удержания воздуха (в колесах с камерами).

В дорожных машинах применяют пневмошины: среднего давления (0,3–0,4 МПа), низкого (0,15–0,25 МПа), сверхнизкого (0,05–0,08 МПа). Низкое и сверхнизкое давление используют в машинах для земляных работ. Считается, что давление на грунт на 20–40 % выше, чем давление в шинах.

Среднее давление на грунт

$$p_{\text{ср}} = K_{\text{п}} p_{\text{в}}, \quad (4.3)$$

где $K_{\text{п}}$ – коэффициент учета жесткости покрышки пневмошины, $K_{\text{п}} = 1,2 \dots 1,45$;
 $p_{\text{в}}$ – давление воздуха в шинах, МПа.

Для снижения давления на грунт (для повышения проходимости) используют шины большого диаметра и широкопрофильные, а также арочные, устанавливаемые вместо двоярных шин.

Имеются разные типы протекторов (для земляных работ, для работы в каменных карьерах, универсальные и др.).

Различают камерные и бескамерные пневмошины. Бескамерные имеют большую надежность, т. к. благодаря упругости материала при проколе сжимается отверстие и выход воздуха из шины затрудняется. Воздух накачивается в пространство между покрывкой и герметичным ободом колеса. Благодаря повышенной прочности и лучшему теплообмену через обод колеса их срок службы больше на 20 %, чем камерных.

Марка шины имеет следующие обозначения. Для шин обычного профиля – две цифры через тире:

первая – ширина профиля, мм;

вторая – диаметр обода $d_{\text{кол}}$ (т. е. внутренний диаметр шины в мм или дюймах). Например: 320–508 или 12,00–20".

Для шин широкого профиля – три цифры через знак умножения:

первая – наружный диаметр колеса, мм;

вторая – ширина профиля, мм;

третья – диаметр обода, мм. Например: 1500 × 660 × 635.

У большинства машин для земляных работ имеется четырехколесное двухосное ходовое устройство, кроме того, применяют ходовое устройство с 6–8 колесами (т. е. трех-четырёхосное), кроме того существуют одноосные двухколесные тягачи.

Характеристикой ходового устройства является колесная формула, состоящая из двух цифр:

первая – число всех колес;

вторая – число приводных колес.

Самые распространенные: 4 × 2, 4 × 4, 6 × 4, 6 × 6.

В пневмоколесном движителе различают *приводные* и *управляемые колеса*. Первые приводятся 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 они приводятся от рулевой трапеции, длины звеньев которой подобраны так, чтобы обеспечить поворот колес с разными углами без бокового скольжения при передвижении на поворотах.

Приводы пневмоколесных ходовых устройств дорожных машин могут иметь механическую, гидравлическую, а также электрическую и комбинированную трансмиссии. В механических и гидромеханических трансмиссиях ведущие колеса приводятся в движение попарно через дифференциальные механизмы (дифференциалы), обеспечивающие высокие скорости движения без проскальзывания.

На рисунке 4.5 представлена схема устройства ведущего моста с дифференциалом. Дифференциал соединяет полуоси ведущих колес с главной конической 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 машины через шестерню 2, двух ведомых конических зубчатых колес 6 и 9, жестко посаженных на ведущие полуоси 4 и 10 ходовых колес 5 и 11, и 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 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. Это означает, что 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 увлажненной поверхности, скорость второй полуоси удвоится.

В мощных дорожных машинах используют мотор-колеса. Мотор-колесо представляет собой автономный блок, состоящий из двигателя, муфты, редуктора, тормоза и колеса. Применение гидропривода с рабочим давлением

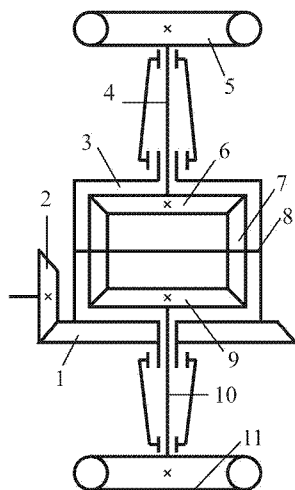


Рисунок 4.5 – Схема устройства ведущего моста с дифференциалом

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, т.к. каждое колесо может быть приводным и поворотным.

4.3 Комбинированные ходовые системы

Данный вид ходовых систем позволяет значительно расширить технологические возможности машин для земляных работ, т. к. обеспечивает возможность движения как по автомобильным дорогам, так и железнодорожным путям, выполнения различных операций по содержанию и ремонту автомобильных дорог и железнодорожных путей, а также использование машин в качестве локомотива для маневровых и поездных работ.

Из всего разнообразия вариантов конструктивного исполнения комбинированного хода наибольшее распространение нашли следующие:

1) Пневмоколеса машины при установке на рельсовую колею заменяют металлическими ребордчатыми колесами. Недостатками данной схемы являются значительные затраты времени для перевода машины на рельсовую колею, а также невысокое тяговое усилие при движении по ней.

2) На машину устанавливают дополнительные направляющие катки, представляющие собой ребордчатые металлические колеса на пружинной подвеске. Тяговое и тормозное усилия при этом реализуются за счет сцепления ведущих пневматических колес с рельсами и зависят от сцепной силы тяжести, состояния рельсов (влажность, загрязненность) и типа протектора пневмоколес, определяемых коэффициентом сцепления, который для пары «пневматическое колесо – рельс» выше, чем для пары «металлическое колесо – рельс» и составляет 0,68–0,85 для сухих и 0,35–0,45 для мокрых рельсов против 0,22–0,24 и 0,15–0,20 соответственно. Кроме того, дополнительные железнодорожные колеса могут быть приводными как от гидромоторов или механических передач, использующих мощность силовой установки базовой машины, так и от ее пневмоколес посредством опорно-приводных барабанов. При движении по автомобильным дорогам дополнительные железнодорожные колесные пары поднимаются до положения, при котором в контакте с дорогой находятся только ведущие задние и ведомые передние пневматические колеса.

Для эффективной реализации схемы, в которой железнодорожные колеса являются направляющими, необходимо, чтобы колея ведущих колес машины совпадала с колеей железнодорожного пути или была несколько меньше ее.

3) На ведущую ось с пневмоколесами дополнительно устанавливают металлические ребордчатые колеса, посредством которых машина движется по

рельсам. Диаметр металлических колес выбирают несколько меньше диаметра пневмоколес, что позволяет машине двигаться по грунту без их демонтажа.

Вместе с тем при движении по рельсам может быть затруднен проезд стрелочных переводов и переездов.

4) На пневмоколеса надевают металлический ребордчатый бандаж или ленту с ребордами. Достоинство данной схемы заключается в том, что не требуется замена пневмоколес, полностью используется сцепной вес и амортизирующая способность пневмоколес и их подвески. Однако монтаж бандажей на пневмоколеса требует значительного времени и точности.

5) Изготавливают специальные шасси с двумя видами движителей: пневмоколесным и железнодорожным. Они имеют два основных конструктивных исполнения: с использованием балансирных тележек с железнодорожными колесами и с применением перпендикулярно расположенных осей.

В первом случае при опускании на рельсы железнодорожных колес балансирных тележек происходит подъем машины до полного исключения касания пневмоколесами элементов верхнего строения пути. Движение производится посредством железнодорожных колес, приводимых от гидромоторов или механических передач.

Во втором случае при заезде на рельсы поперек пути пневмоколеса поднимаются, а машина опускается на ребордчатые металлические колеса, которые имеют независимый привод. Установка машины на путь занимает небольшое время, однако компоновка машины требует, чтобы база пневмоколес была близка к ширине рельсовой колеи.

Наибольшее распространение в отечественной и зарубежной практике получили машины, комбинированный ход которых выполнен по второму варианту. В частности, описанную выше конструкцию имеют транспортное средство на комбинированном ходу на базе шасси МАЗ-630308 (рисунок 4.6) (для круглогодичного содержания дорог, выполнения погрузочно-разгрузочных работ, благоустройства территорий, обслуживания мостовых и тоннельных сооружений на автомобильных и железнодорожных коммуникациях, а также ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций различного характера) и машина комбинированная железнодорожная МКЖ-416 на базе шасси Ш-406 «Беларус» (рисунок 4.7), разработанные кафедрой «Детали машин, путевые и строительные машины» 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».

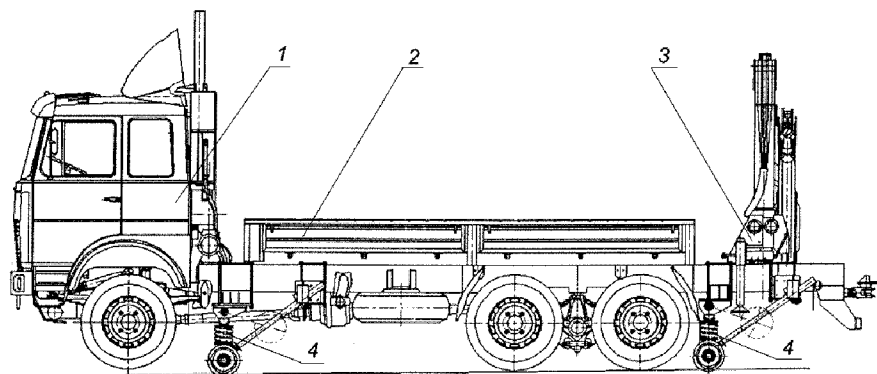


Рисунок 4.6 – Машина на комбинированном ходу на базе шасси МАЗ-630308:
1 – шасси МАЗ-630308; 2 – грузовая платформа; 3 – гидроманипулятор; 4 – комбинированный ход

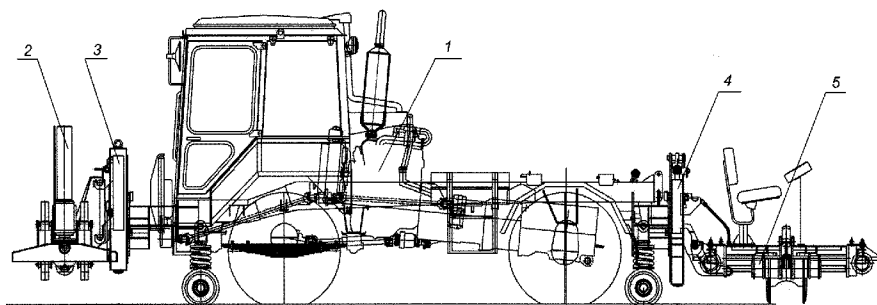


Рисунок 4.7 – Машина комбинированная железнодорожная МКЖ-416
на базе шасси Ш-406 «Беларус»:

1 – 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 машин на комбинированном ходу представляют гидравлические одноковшовые экскаваторы с пневмоколесным ходовым устройством, которые помимо обычных ковшей для выемки грунта можно оснащать таким сменным оборудованием, как траверсы для подъема и перемещения рельсов, захваты для укладки рельсов, струги и щетки для перемещения балластного материала и формирования балластной призмы, поворотные устройства для удаления растительности с пути, приспособления для замены шпал, а также подъемные площадки для доставки персонала непосредственно к конкретному объекту обслуживания или ремонта (рисунок 4.8).



Рисунок 4.8 – Гидравлический одноковшовый экскаватор на комбинированном ходу

Гусеничные машины имеют три основные схемы приспособления для работы на рельсовой колее:

1) На машину устанавливают гусеницы со специальным профилем башмаков, имеющие реборду и площадку для опирания на головку рельса, что обеспечивает удержание машины на рельсовой колее и сохранение проходимости при движении по различным покрытиям (рисунок 4.9).

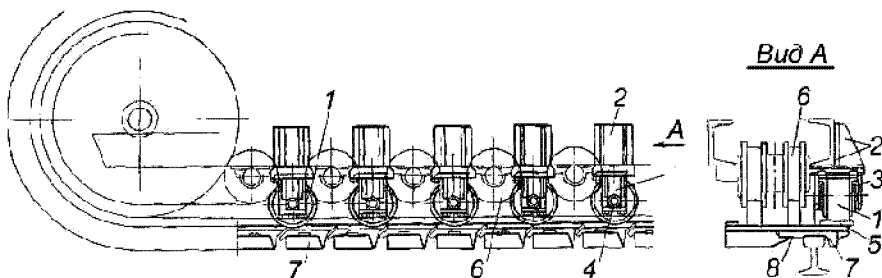


Рисунок 4.9 – Ходовая часть гусеничной машины на комбинированном ходу:
 1 – дополнительные опорные катки; 2 – опорные площадки кронштейнов дополнительных катков; 3 – кронштейны дополнительных катков; 4 – оси; 5 – пластины на башмаках для перекатывания дополнительных катков; 6 – основные опорные катки; 7 – направляющие гребни (реборды) башмаков; 8 – опорные площадки

2) На машину устанавливают дополнительные подъемные катки, которые могут быть как неприводными и служить только для направления движения, так и приводными посредством гидромоторов или механических передач.

3) Машину для движения по рельсам устанавливают на специальную низкорамную платформу (трейлер), привод железнодорожных колес которой осуществляется от гусениц или трансмиссии машины.

Среди отечественных гусеничных машин наибольшее распространение получила первая схема, которая реализована в машинах различного назначения, базирующихся на гусеничном шасси (рисунок 4.10).

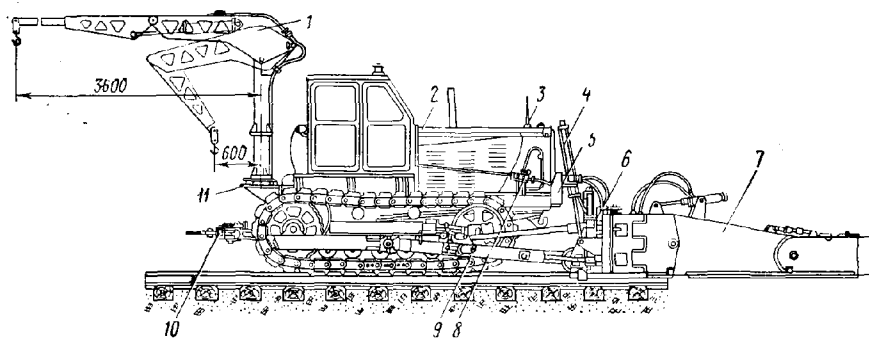


Рисунок 4.10 – Тракторный дозировщик балласта ТДГ-1:

1 – гидроманипулятор; 2 – трактор; 3 – визир; 4 – гидроцилиндр подъема лобового щита; 5 – рама подвески гидроцилиндра; 6 – лобовой щит; 7 – боковые крылья; 8 – гидрораспределитель; 9 – толкающая рама; 10 – поворотное-прицепное устройство; 11 – кронштейн гидроманипулятора

5 ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ

Основой тяговых расчетов является уравнение тягового баланса, имеющее следующий вид:

$$P_{\text{сц}} \geq P_{\text{к}} \geq W, \quad (5.1)$$

где $P_{\text{сц}}$ – сила сцепления приводных колес или гусениц с опорной поверхностью (по существу, это суммарная окружная сила всех движителей по условиям сцепления), Н;

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

W – сумма всех сил сопротивления движению машины, Н.

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 (к его шине) максимальная окружная сила $P_{\text{к}}$. В гусеничном движителе она передается через ведущую звездочку.

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

$$P_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к}}}{r_{\text{к}}}. \quad (5.2)$$

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

1) Сопротивление передвижению

$$W_{\text{п}} = fG, \quad (5.3)$$

где f – коэффициент сопротивления передвижению (таблица 5.1);

G – сила тяжести машины, Н.

2) Сопротивление уклону

$$W_y = G \sin \alpha, \quad (5.4)$$

где α – угол уклона.

При малых углах уклона

$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i_y, \quad (5.5)$$

где i_y – уклон.

Тогда

$$W_y = i_y G. \quad (5.6)$$

3) Сопротивление сил инерции

$$W_{\text{и}} = \pm \frac{Gv}{gt_p}, \quad (5.7)$$

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

t_p – время разгона до v или торможения с v до 0, с.

Знак (+) – при разгоне, (–) – при торможении, поскольку при торможении сила инерции способствует продолжению движения.

4) Сопротивление ветровой нагрузке ($W_{\text{в}}$).

При относительно малых скоростях движения дорожно-строительных машин (до 50 км/ч) ее в расчет можно не принимать.

5) Сопротивление при повороте ($W_{\text{пов}}$).

Эти сопротивления возникают на криволинейных участках движения.

6) Рабочие сопротивления ($W_{\text{р}}$).

Землеройно-транспортные машины, а также некоторые другие машины при движении выполняют свои рабочие функции, испытывая при этом сопротивление обрабатываемой среды. Для каждого типа машин имеется свой набор рабочих сопротивлений.

Общее сопротивление

$$W = W_{\text{к}} + W_y + W_{\text{и}} + W_{\text{в}} + W_{\text{пов}} + W_{\text{р}}. \quad (5.8)$$

В действительности эти сопротивления одновременно практически не возникают. При расчетах учитываются конкретные условия работы.

Для того чтобы движение было возможным, необходимо, чтобы P_k была больше (или равна) W , включая и сопротивление качению самого ведущего колеса:

$$P_k \geq W. \quad (5.9)$$

Это необходимо, но недостаточно для движения.

Усилия, передаваемые от двигателя ведущим колесам машины, можно реализовать лишь при условии, что между колесами 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 $\phi_{сц}$ (см. таблицу 5.1). При этом сила сцепления

$$P_{сц} = \phi_{сц} G_{сц}, \quad (5.10)$$

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

$G_{сц}$ машин, выполняющих при движении технологические функции (копание, уплотнение и др.), складывается из силы тяжести машины, приходящейся на ведущие колеса, и сил реакции обрабатываемой среды от взаимодействия с рабочим органом.

$G_{сц}$ транспортных машин во время их движения складывается из сил тяжести машины и грунта, приходящихся на ведущие колеса (гусеницы).

Отметим, что для машины со всеми ведущими колесами $G_{сц}$ – это полная сила тяжести машины с грунтом (грузом). Если же ведущими колесами являются не все колеса машины, то $P_{сц}$ тем больше, чем выше нагрузка $G_{сц}$ на ведущие колеса.

Таким образом, необходимым и достаточным условием движения машины является уравнение тягового баланса:

$$P_{сц} \geq P_k \geq W. \quad (5.11)$$

Это выражение показывает, что P_k , получаемое колесом от двигателя, может преодолеть все W , а сила сцепления $P_{сц}$ достаточна для реализации усилия P_k в движение машины.

Какие другие варианты возможны?

1) Если $P_{сц} \geq P_k < W$.

То есть усилия на колесе недостаточны для преодоления сопротивления и при этом они меньше сил сцепления. Колесо не сможет продвинуться, и двигатель заглохнет.

2) Если $P_{сц} \leq P_k > W$.

В этом случае усилия на колесе превосходят силу сцепления колес с грунтом (например, на обледенелой дороге или глинистом влажном грунте) из-за малого $\Phi_{\text{сц}}$. Результат – колеса буксуют, и машина не трогается с места.

Как правило, на первом этапе проектирования отсутствуют сведения о силовой установке (т. е. невозможно определить окружную силу $P_{\text{к}}$). Поэтому, полагая $W = P_{\text{к}}$, определяют мощность силовой установки

$$N = \frac{Wv_{\text{р}}}{\eta}, \quad (5.12)$$

где $v_{\text{р}}$ – скорость рабочего хода, м/с.

Таблица 5.1 – Коэффициенты сцепления $\Phi_{\text{сц}}$ и сопротивления движению f

Условия движения	Гусеничные тракторы		Колесные тракторы		Автомобили	
	$\Phi_{\text{сц}}$	f	$\Phi_{\text{сц}}$	f	$\Phi_{\text{сц}}$	f
Асфальтированная дорога:						
– в сухом состоянии	0,8	0,03–0,05	0,8–0,9	0,014–0,018	0,8–0,85	0,012–0,02
– в мокром состоянии (чистая)	0,8	0,03–0,06	0,7–0,8	0,018–0,022	0,6–0,75	0,015–0,025
Гравийно-щебеночная дорога	–	–	0,8	0,02–0,025	0,5–0,65	0,035–0,06
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	–	–	–	–	0,08–0,2	0,015–0,05

В ряде случаев необходимо проведение более точных тяговых расчетов гусеничного ходового оборудования. Уточненные тяговые расчеты выполняют для прямо- и криволинейного движения. Мощность двигателя принимают по большему тяговому усилию.

Прямолинейное движение. Наибольшее тяговое усилие определяют по сумме составляющих сопротивлений $T \approx \sum W$:

$$\sum W = W_{\text{г}} + W_{\text{и}} + W_{\text{в}} + W_{\text{у}} + W_{\text{к}}. \quad (5.13)$$

Суммарная сила сопротивления включает следующие составляющие:

1) W_{Γ} – сопротивление в гусеницах,

$$W_{\Gamma} = f_{\Gamma} G, \quad (5.14)$$

где f_{Γ} – коэффициент, характеризующий относительную величину внутренних сопротивлений в гусеницах;

$$f_{\Gamma} = \begin{cases} 0,1 & \text{– для подшипников скольжения,} \\ 0,05 & \text{– для подшипников качения (в опорных катках, в колесах).} \end{cases}$$

2) $W_{и}$ – сопротивление инерции при разгоне

$$W_{и} = k_{вр} \frac{Gv}{gt_p}, \quad (5.15)$$

где $k_{вр}$ – коэффициент, учитывающий вращающиеся массы;

t_p – время разгона ($t_p = 2 \dots 5$ с) до скорости v .

Для гусеничных машин

$$k_{вр} = 1,2 + 0,002u^2. \quad (5.16)$$

Для пневмоколесных

$$k_{вр} = 1 + 0,05 \left(1 + u_{\kappa}^2 \right) \frac{G}{G_{\phi}}, \quad (5.17)$$

где u – общее передаточное отношение от двигателя к валу ведущей звездочки гусеничной цепи;

u_{κ} – передаточное отношение трансмиссии;

G_{ϕ} – сила тяжести машины с нагрузкой, отличающейся от номинальной (т. е. с фактической нагрузкой).

3) $W_{в}$ – ветровая нагрузка (при невысоких скоростях машины не учитывается):

$$W_{в} = p_{в} F_{в}, \quad (5.18)$$

где $p_{в}$ – наибольшее допустимое давление ветра, Па;

$F_{в}$ – расчетная площадь наибольшей парусности машины (обычно площадь ее боковой поверхности), м.

4) W_y – сила сопротивления при уклоне

$$W_y = \pm i_y G, \quad (5.19)$$

5) W_k – сила сопротивления перекатыванию

$$W_k = \frac{p_{\max}^2}{2p_0} bm, \quad (5.20)$$

где p_{\max} – максимальное давление под гусеницами с учетом их конструкции, Па;
 p_0 – коэффициент сопротивления грунта смятию;
 b – ширина гусеницы, м;
 m – число гусениц.

Криволинейное движение. Предполагается, что машина совершает поворотное движение на горизонтальной площадке вокруг вертикальной оси, проходящей через центр тяжести одной из гусениц (рисунок 5.1). При этом наибольшее тяговое усилие определяют по суммарной силе сопротивлений:

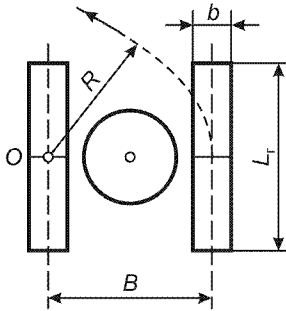


Рисунок 5.1 – Схема поворота машины на гусеничном ходу

$$\sum W_{\text{пов}} = W_{\Gamma}^{\text{пов}} + W_k^{\text{пов}} + W_B^{\text{пов}}. \quad (5.21)$$

Суммарная сила сопротивления включает следующие компоненты:

1) $W_{\Gamma}^{\text{пов}}$ – сила сопротивления в гусеницах (в забегающей гусенице),

$$W_{\Gamma}^{\text{пов}} = f_{\Gamma} \kappa G_3, \quad (5.22)$$

где κ – коэффициент, учитывающий увеличение внутренних сопротивлений при повороте от действия поперечных сил на катки,

$$\kappa = \begin{cases} 1,2 \dots 1,3, & \text{если } R \leq 5L_{\Gamma}, \\ 1, & \text{если } R > 5L_{\Gamma}; \end{cases}$$

G_3 – нагрузка забегающей гусеницы на грунт;

$$G_3 = \frac{G}{2} \left(1 + \frac{2r}{B} \right), \quad (5.23)$$

где r – эксцентриситет результирующей силы тяжести, м.

2) $W_k^{\text{пов}}$ – сила сопротивления перекатыванию та же, что и при прямолинейном движении.

3) $W_{\text{в}}^{\text{пов}}$ – сопротивление ветру то же, что и при прямолинейном движении.

Имеется и более простой вариант расчета общей силы сопротивления при повороте. В этом случае

$$\sum W_{\text{пов}} = \mu \frac{L_{\text{г}}}{4B} G, \quad (5.24)$$

где μ – коэффициент сил сопротивления повороту;

$$\mu = \begin{cases} 0,50 & \text{– бетон, сухой плотный грунт;} \\ 0,65 & \text{– влажный плотный грунт;} \\ 0,80 & \text{– рыхлый влажный грунт.} \end{cases}$$

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 (физико-механических свойств грунта и шины, в том числе модулей упругости и т. д.). Сопротивление качению снижается при повышении эластичности каркаса и увеличении радиуса пневматической шины.

Сопротивление качению характеризуют *коэффициентом сопротивления качению* $f_{\text{к}}$. Он численно равен отношению коэффициента второго рода a (трения качения) к силовому радиусу ведущего колеса $r_{\text{с}}$.

$$f_{\text{к}} = \frac{a}{r_{\text{с}}}. \quad (5.25)$$

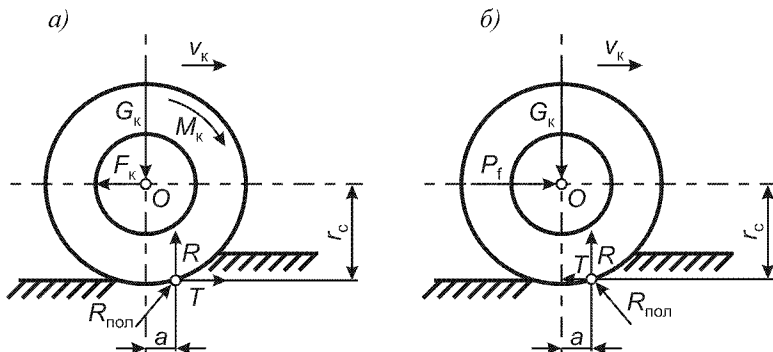


Рисунок 5.2 – Силовые схемы взаимодействия грунта с колесами:
а – с ведущим; б – с ведомым

Для ведомого колеса (рисунок 5.2) этот коэффициент равен отношению силы, приложенной к оси колеса, под действием которой происходит качение (P_f), к вертикальной нагрузке на колесо (G_k). Коэффициент f_k зависит от многих факторов и является переменной величиной, но в инженерных расчетах его заменяют константой. Отметим, что на практике r_c 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 пневмошины по опорной поверхности в сторону, противоположную направлению движения машины). Характеристикой буксования является *коэффициент буксования* δ_k , который находят из выражения

$$\delta_k = 1 - \eta_{ск}, \quad (5.26)$$

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

$$\eta_{ск} = \frac{n_{своб.}}{n_{вед.}}, \quad (5.27)$$

где $n_{своб.}$, $n_{вед.}$ – суммарное число оборотов движителя в режимах свободного (ведомого) колеса и ведущего колеса соответственно за время прохода участка пути одинаковой длины.

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

Этот эффект связан со *сцеплением колесного движителя* с поверхностью качения, который, взаимодействуя с опорной поверхностью, преобразует крутящий момент, подводимый к нему от двигателя, в силу тяги. С увеличением крутящего момента M_d 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.

Она характеризуется *коэффициентом сцепления* (изменяется в пределах от 0,1 до 1,0)

$$\varphi = \frac{P_{к.макс}}{R} = \frac{T_{макс} + P_f}{R}, \quad (5.28)$$

где $P_{к.макс}$ – максимальная окружная сила, Н;

$T_{макс}$ – максимальная касательная составляющая реакции грунта на колесо, Н;

R – вертикальная составляющая реакции грунта, Н.

При качении ведущего колеса на ось действуют $G_к$ (вертикальная нагрузка на колесо) и реакция от рамы машины ($F_к$). Для качения необходимо к колесу приложить крутящий момент $M_к$. В месте контакта с грунтом возникают реактивные силы с равнодействующей $R_{пол}$ (T и R соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие реакции грунта).

Из условия равновесия колеса ($\Sigma M_i = 0$)

$$M_к = Tr_с + Ra \quad \text{или} \quad \frac{M_к}{r_с} = T + R \frac{a}{r_с}, \quad (5.29)$$

$$\frac{M_к}{r_с} = P_к. \quad (5.30)$$

Отношение $\frac{M_к}{r_с} = P_к$ – это окружная сила ведущего колеса. Поскольку

$$T = F_к \quad \text{и} \quad R = G_к, \quad (5.31)$$

то

$$P_к = T + f_к G_к \quad \text{или} \quad P_к = T + P_f, \quad (5.32)$$

где $P_f = f_к G_к$ – сила сопротивления качению колеса, Н.

Таким образом, под действием окружной силы $P_к$ ведущего колеса создается сила тяги и преодолевается сопротивление передвижению (качению).

Качение ведомого колеса, нагруженного вертикальной силой $G_к$, происходит под действием силы P_f , приложенной к его оси. На участке контакта развиваются реактивные силы с равнодействующей $R_{пол}$. Из условия равновесия колеса ($\Sigma M_0 = 0$):

$$P_к - f_к R = P_к - f_к G_к = 0, \quad (5.33)$$

т. е.

$$P_к = f_к G_к. \quad (5.34)$$

Из (формулы 5.34) видно, что ведомое колесо преодолевает лишь сопротивление передвижению.

Таким образом, окружная сила ведущих колес является движущей силой машины. Как отмечалось, она зависит от величины подводимого к колесу крутящего момента двигателя $M_к$, связанного с крутящим моментом двигателя $M_д$ уравнением

$$M_{\text{к}} = M_{\text{д}} u_{\text{м}} \eta_{\text{м}} \frac{1}{n_{\text{кол}}}, \quad (5.35)$$

где $u_{\text{м}}$ – общее передаточное число трансмиссии;
 $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД трансмиссии;
 $n_{\text{кол}}$ – число приводных колес.
 Отсюда формула (5.2) будет иметь вид

$$P_{\text{к}} = \frac{M_{\text{д}} u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}}{r_{\text{с}} n_{\text{кол}}} \quad \text{или} \quad P_{\text{к}} = \frac{N_{\text{д}} u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}}{r_{\text{с}} \omega_{\text{д}} n_{\text{кол}}}, \quad (5.36)$$

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

$$v_{\text{т}} = r \frac{\omega_{\text{д}}^{\text{н}}}{u_{\text{м}}}, \quad (5.37)$$

где r – номинальный (паспортный) радиус колеса, м;

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

Действительная скорость движения с учетом коэффициента буксования

$$v_{\text{д}} = v_{\text{т}} (1 - \delta_{\text{к}}). \quad (5.38)$$

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

6 КЛАССИФИКАЦИЯ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Как отмечалось, в данном пособии рассматриваются машины для земляных работ. Земляные работы являются составной частью строительства большинства земляных сооружений. К их числу относятся:

- отрывка котлованов, траншей и мелиоративных каналов;
- возведение насыпей и плотин;
- устройство закрытых проходок в грунте в виде шахт и туннелей под различные подземные сооружения;
- бурение горизонтальных, наклонных, вертикальных скважин (при бес-траншейной прокладке трубопроводов под насыпями железных и автодорог, для установок свайных опор в плотных грунтах, для закладки зарядов взрывчатых веществ при разработке грунта взрывом).

Технологический процесс земляных работ обычно состоит из трех основных операций:

- 1) разработка грунта (отделение части грунта от массива и извлечение этой разрушенной части грунта);
- 2) транспортирование грунта (перемещение к месту укладки);
- 3) укладка грунта в земляные сооружения (или в отвал).

Нередко к этим трем операциям добавляют еще две:

- 1) горизонтальная планировка (разравнивание) участков под сооружения;
- 2) уплотнение грунта (в целях придания необходимой прочности, плотности и устойчивости).

Кроме того, технологический процесс включает ряд вспомогательных операций, а именно: подготовку грунта к разработке (рыхление, удаление камней, корчевание пней, срезание кустарника и др.).

Естественно, что состояние грунта, климатические условия, объемы и площади переработки, размеры и конструкции земляных сооружений (насыпей, выемок, котлованов и др.), технология и организация земляных работ влияют на выбор типоразмера соответствующей машины.

Для облегчения анализа различных видов и типов машин очень важно провести их классификацию. Машины для земляных работ классифицируют по различным признакам.

По назначению эти машины разделяют на ряд *групп*, из которых выделим следующие:

- землеройные;
- землеройно-транспортные;
- для подготовительных и вспомогательных работ;
- грунтоуплотняющие;
- для гидромеханизации.

Землеройные машины предназначены для выполнения преимущественно одной операции – отделения грунта от массива (и перемещения за счет энергии своего двигателя). Поэтому они оснащены мощным рабочим органом и имеют сравнительно слабо развитое ходовое оборудование. Следует отметить, что расстояние, на которое перемещается грунт, определяется размерами конструктивных элементов машин. К этой группе относятся экскаваторы различных типов (одно-, многоковшовые).

Землеройно-транспортные машины предназначены для разработки грунта под действием тягового усилия, т.е. во время движения. Поэтому они оснащаются не только мощным рабочим органом, но и мощным ходовым оборудованием. В этом случае расстояние, на которое перемещается грунт, не зависит, как правило, от размеров элементов конструкций машин. К этой группе относят бульдозеры, скреперы, грейдеры, грейдер-элеваторы.

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, а также буровые машины для бурения шурфов, для рыхления мерзлых и плотных грунтов взрывом.

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

В определенной степени приведенная классификация по назначению условна, поскольку приводы, ходовые устройства и другие механизмы современных машин позволяют использовать одну и ту же базу машины для работы с различными по назначению видами рабочего сменного оборудования.

В свою очередь, в каждой группе машины разделяют на *типы*, которые различаются конструкциями основных элементов. Так, в группе землеройных машин – это одноковшовые и многоковшовые экскаваторы, в группе землеройно-транспортных машин – бульдозеры, скреперы, грейдеры.

Далее, в рамках одного типа машины различают *по типоразмеру* определенного конструктивного элемента (например, одноковшовые экскаваторы различают по вместимости ковша), т. е. в рамках одного типа машин создают типоразмерный ряд, различающийся, например, размером рабочего органа.

Отметим, что размер рабочего органа – это важнейшая характеристика машины, которая в конечном счете определяет ее мощность, конструкцию и основные технико-экономические показатели.

Такая градация машин на различных уровнях позволяет выявить конструктивные и технологические особенности каждой машины в рамках общего подхода к основным узлам и агрегатам, обеспечивающим качество и объемы земляных работ.

По режиму работы машины для земляных работ классифицируют:

- на машины непрерывного действия;
- машины циклического действия.

Для машин непрерывного действия характерен установившийся режим работы (например, для многоковшовых экскаваторов).

Для машин циклического действия характерно чередование рабочих операций (копание, перемещение грунта, холостой ход) или их частичное совмещение во времени (например, для одноковшовых экскаваторов, скреперов).

Мы отметили два основных признака, по которым классифицируют машины для земляных работ. Кроме того, их классифицируют по типу ходового оборудования (автомобильное, гусеничное, пневмоколесное, рельсовое и др.); по типу привода (электрический, механический, гидравлический, комбинированный); по типу системы управления (с ручным или автоматическим управлением).

7 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ГРУНТАХ

Машины взаимодействуют с грунтами своими ходовыми устройствами и рабочими органами. Ходовые устройства находятся в непрерывном взаимодействии с грунтовой поверхностью, поскольку в процессе работы или перебазирования с одного объекта на другой машины передвигаются по грунту. Рабочие органы машин (землеройных, землеройно-транспортных, уплотняющих) непрерывно или периодически находятся во взаимодействии с грунтами. Таким образом, грунт является одновременно и опорной поверхностью, и объектом разработки.

Эффективность работы машины зависит от свойств грунта. Очень важно знать сопротивление, которое 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 при оптимальном темпе их производства.

Грунтами в инженерной практике называют горные породы, образующие поверхностные слои земли. В строительстве они служат основанием или же материалом для сооружений. Грунт представляет собой систему, состоящую из минеральных частиц, пространство между которыми заполнено воздухом, водой или льдом.

Плотность этой системы и пористость, т.е. степень заполнения пространства между частицами, лежат в основе деления всех грунтов на классы.

Грунты подразделяют на скальные и нескальные. Это деление основано на природе пород, хотя четкую границу между ними провести затруднительно.

Скальные грунты отличаются высокой прочностью и представляют собой твердые тела, свойства которых не изменяются при длительном насыщении водой. К ним относятся, в частности, изверженные (магнетические) породы, возникающие при остывании расплавленной магмы.

Отметим, что к скальным грунтам относятся также и породы, которые принадлежат и другим классам горных пород (осадочным – известняки; метаморфическим (видоизмененным) – 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.

По происхождению, состоянию и механической прочности грунты разделяют (по классификации В.А. Приклонского) на пять классов: *скальные, полускальные, крупнообломочные, песчаные, глинистые*.

Скальные грунты – это сцементированные, водостойчивые и практически несжимаемые горные породы с $\sigma_{сж} \geq 5$ МПа. К ним относятся граниты, известняки, песчаники.

Полускальные грунты – это сцементированные горные породы с $\sigma_{сж} < 5$ МПа, способные к уплотнению (окаменевшие глины) и неводостойкие (гипс, гипсоносные конгломераты).

Крупнообломочные грунты – это несцементированные куски пород, образующих грунты первых двух классов.

Песчаные грунты – это несцементированные частицы горных пород размером 0,05–2 мм. Они представляют собой, как правило, естественно разрушившиеся и преобразованные скальные грунты.

Глинистые грунты – это несцементированные частицы горных пород с преобладающим размером менее 0,005 мм. Они также являются продуктами естественного разрушения и преобразования первичных горных пород, образующих скальные и полускальные грунты.

Основной объект разработки – это песчаные, глинистые, крупнообломочные и полускальные грунты. Поэтому машины для земляных работ рассчитывают обычно на преодоление сопротивления разработки 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.

Подобное подразделение грунтов на классы по их строительно-техническим характеристикам облегчает выбор рациональных методов их разработки, но не позволяет учитывать их особенности в расчетах. Для расчетного выбора параметров рабочих органов машин важно знать количественные характеристики всех грунтов, которые разрабатываются машинами для земляных работ.

В настоящее время принята классификация, предложенная профессором А.Н. Зелениным, которая дает количественную оценку грунтов по трудности их разработки. В ее основе лежит оценка физического состояния грунта с помощью динамического плотномер (рисунок 7.1).

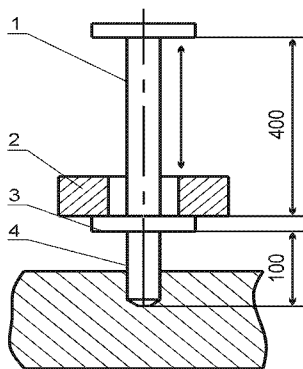


Рисунок 7.1 – Динамический плотномер:
1 – шток; 2 – груз; 3 – ограничитель;
4 – наконечник

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 см².

В зависимости от числа ударов C , необходимых для погружения наконечника на заданную глубину (100 мм), грунт относят к одной из восьми категорий (таблица 7.1).

Таблица 7.1 – Категории грунта в зависимости от числа ударов плотномера

Категория	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Число ударов, C	1–4	5–8	9–16	16–34	35–70	70–140	140–280	280–560

Воспользоваться этой классификацией для земляных работ стало возможно, поскольку была установлена экспериментально зависимость между числом ударов плотномера и усилием резания:

$$\frac{C_{\text{пл1}}}{C_{\text{пл2}}} = \frac{P_1}{P_2}, \quad (7.1)$$

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 позволяет оценить мерзлые грунты при различных температурах и влажности. Эта классификация в свое время была рекомендована во многих стандартах на машины для земляных работ (таблица 7.2). А поскольку пока еще никто не предложил лучшей классификации, то она используется и в настоящее время в нашей стране.

Таблица 7.2 – Классификация грунтов по трудности их разработки

Категория	Грунты	k_p , МПа	k_1 , МПа		Коэффициент разрыхления грунта	Плотность грунта, т/м ³
			Лопаты	Драглайны		
I	Песок, супесь, суглинок мягкий, средней крепости влажный или разрыхленный без включений	0,012–0,065	0,018–0,08	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	0,058–0,13	0,07–0,18	0,12–0,25	1,14–1,28	1,4–1,9
III	Суглинок крепкий, глина средней крепости влажная или разрыхленная, аргиллиты и алевролиты	0,12–0,20	0,16–0,28	0,22–0,40	1,24–1,30	1,6–2,0
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 лёсс отвердевшие очень крепкие, мел, гипс, песчаники, известняки мягкие, скальные и мерзлые породы, хорошо взорванные	0,28–0,50	0,33–0,65	0,4–0,75	1,3–1,42	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	0,45–0,95	0,55–1,0	1,4–1,45	2,2–2,6
VII	Известняки, мерзлый грунт средней крепости	1,0–3,5	1,2–4,0	1,4–4,5	1,4–1,45	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
Примечание – k_p , k_1 – коэффициенты удельного сопротивления грунта резанию и копанью соответственно.						

Как уже было отмечено, в основе классификации лежит трудность разработки грунтов. Естественно, что процесс разработки, его темпы зависят от свойств грунтов. Поэтому необходим анализ характеристик грунтов, которые могут непосредственно влиять на процесс их взаимодействия с рабочими органами, а также на параметры этих органов.

Наиболее важные характеристики грунтов можно разделить (условно) на несколько групп в зависимости от следующих параметров:

- структуры (плотности и размера частиц) и текстуры;
- физического состояния, т.е. гранулометрического состава;
- содержания воды;
- механических свойств.

Плотность грунта в естественном состоянии (состоянии залегания):

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (7.2)$$

где m – масса грунта, кг;

V – объем грунта, м³.

Размеры частиц и гранулометрический состав грунта (т.е. содержание частиц различных размеров).

Размер частиц – в зависимости от него частицы разделяют на несколько категорий (таблица 7.3).

Гранулометрический состав – в зависимости от него песчано-глинистые грунты, являющиеся основными при разработке, разделяют на следующие виды (в зависимости от содержания мельчайшей фракции):

- 1) глина – > 30 % глинистых частиц;
- 2) суглинок – 10–30 %;
- 3) супесь – 3–10 %;
- 4) песок – < 3 % глинистых частиц.

Таблица 7.3 – Размер частиц (по М.М. Протождяконову)

Частицы	Размер, мм	Частицы	Размер, мм
Галечные (щебень)	20–40	Пылеватые	0,005–0,05
Гравийные	2–20	Глинистые	< 0,005
Песчаные	0,05–2		

Понятно, что 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 опреде-

ляется массой, формой и механическим сцеплением 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 – свойство грунта увеличивать свой объем при разработке (при постоянной массе). Его характеризуют коэффициентом разрыхления

$$K_p = \frac{V_p}{V}, \quad (7.3)$$

где V_p , V – объемы грунта после рыхления и в состоянии залегания соответственно, м^3 .

Величина K_p зависит от свойств грунта (для глин он больше, чем для песка) и конструкции рабочего органа. Его используют при оценке вместимости емкостей, ковшей и отвалов. Коэффициент разрыхления может принимать значения от 1,1 до 1,6.

Влажность (количество воды, содержащееся в порах частиц грунта) – это отношение массы воды к массе сухого грунта, %:

$$W = \frac{m_b}{m_{ст}}, \quad (7.4)$$

где m_b , $m_{ст}$ – масса воды и сухого грунта соответственно, кг.

За счет наличия пор, занятых водой и воздухом, плотность грунта всегда меньше плотности монолитных минералов, из которых состоит грунт: плотность грунтов 1500–2000, а минералов 2400–2800 $\text{кг}/\text{м}^3$. Влажность оказывает очень большое влияние на прочностные свойства грунтов, на их способность уплотняться под нагрузкой. Так, например, максимальная плотность грунта достигается под нагрузкой при определенной влажности. Поэтому каждой нагрузке соответствует максимальная плотность при оптимальной влажности. Особенное влияние оказывает влажность на свойства связных грунтов, которые в зависимости от нее могут находиться в твердом, пластичном или текучем состоянии (пример связных грунтов – глины, содержащие тонкодисперсные фракции частиц).

Связность – это свойство грунта сопротивляться разделению на отдельные частицы под действием внешних нагрузок (для связных грунтов).

Пластичность – это свойство грунта при внешних нагрузках изменять форму без разрыва сплошности (т.е. без разрушения) и сохранять ее после снятия нагрузки. Пластичность грунтов связана с влажностью и размером частиц. Чем меньше размер и больше их однородность, тем выше пластич-

ность. Ее характеризуют числом пластичности $\omega_{п}$, т.е. разностью влажностей грунта, относящихся к границам перехода в текучее и твердое состояние:

$$\omega_{п} = \omega_{т} - \omega_{р}, \quad (7.5)$$

где $\omega_{т}$ – граница (предел) текучести – весовая влажность (%) грунта с водой, в который свободно погружается индентор;

$\omega_{р}$ – граница (предел) пластичности – весовая влажность (%) грунта, при которой он начинает крошиться.

Таким образом, грунт при влажности, большей предела текучести, – вязкая жидкость. Если влажность находится между пределами текучести и пластичности, то он пастообразен. Если влажность меньше предела пластичности, грунт находится в твердом состоянии.

Сопротивления грунта воздействию рабочего органа. При отделении стружки от массива возникают силы сопротивления грунта резанию.

Сопротивление сдвигу – это способность сопротивляться касательным напряжениям.

Экспериментально установлено, что при воздействии на грунт рабочим органом разрушение грунта начинается с его сдвига по поверхности скольжения (рисунок 7.2).

Разрушение начинается по поверхности 1 – 1, когда на передней грани клина развиваются напряжения σ_p . Величина σ_p зависит от многих факторов (плотности грунта, глубины резания, углов внутреннего и внешнего трения и др.).

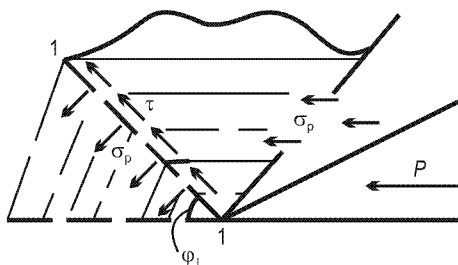


Рисунок 7.2 – Воздействие на грунт рабочим органом (клином)

Для инженерных расчетов принято, что сопротивление сдвигу является линейной функцией нормального напряжения σ_p по поверхности сдвига, что выражается уравнением Кулона (рисунок 7.3):

$$\tau = C_0 + \sigma_p \operatorname{tg} \varphi_1 = C_0 + f_1 \sigma_p, \quad (7.6)$$

где C_0 – предельное сопротивление сдвигу при отсутствии нормальных нагрузок, МПа;

σ_p – нормальное напряжение на поверхности сдвига, МПа;

$$\sigma = \frac{P}{F}; \quad (7.7)$$

φ_1 – угол внутреннего трения. Он соответствует углу естественного откоса при свободной насыпке грунта;

f_1 – коэффициент внутреннего трения частиц (коэффициент трения грунта по грунту), $f_1 = \operatorname{tg}\varphi_1 = 0,5 \dots 1,0$.

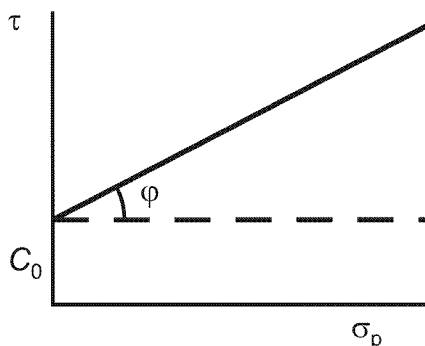


Рисунок 7.3 – Графическая характеристика уравнения Кулона

Сопротивление внешнему трению относится к числу наиболее существенных факторов рабочего процесса машин. Оно характеризуется коэффициентом внешнего трения между грунтом и поверхностью рабочих органов:

$$f_2 = \operatorname{tg}\varphi_2, \quad (7.8)$$

где φ_2 – угол внешнего трения (обычно он составляет $15\text{--}30^\circ$).

Как известно, f_2 связывает силу трения $F_{\text{тр}}$ с нормальной нагрузкой N :

$$F_{\text{тр}} = f_2 N. \quad (7.9)$$

Как правило, в качестве f_2 в инженерных расчетах используют коэффициент трения грунта о сталь ($f_2 = 0,25$). Отметим, что он не связан с коэффициентом внутреннего трения f_1 , который характеризует взаимодействие частиц грунта между собой. Хотя до сих пор предпринимаются многочисленные попытки установить связь между внутренним и внешним трением. Величина f_2 зависит от многих факторов (влажности, размера частиц, условий приложения нагрузки) и изменяется в широком диапазоне (от 0,1 до 1,0).

Абразивность – свойство грунта изнашивать рабочие органы в результате истирания. Для количественной оценки используют характеристику относительного износа

$$\Delta = \frac{I}{LB}, \quad (7.10)$$

где I – весовой износ (зависит от свойств материала и грунта, скорости, давления);

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

B – ширина рабочего органа, м.

8 ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН С ГРУНТОМ

При взаимодействии рабочих органов с грунтом развиваются силы, определение которых является важной задачей. Они влияют на производительность, от них зависит работоспособность и надежность рабочих органов, с ними связан выбор режимов работы машины.

При оценке действующих сил следует принимать во внимание три группы факторов:

- 1) технологию разработки грунтов;
- 2) физико-механические и другие (например, абразивные) свойства грунта;
- 3) геометрические характеристики рабочих органов.

Идеальный случай: найти аналитические зависимости, связывающие действующие силы с перечисленными параметрами. Но пока это никому не удалось, т. к. единой теории взаимодействия рабочих органов с грунтом, в которой фигурировали бы физические константы грунтов и геометрические характеристики рабочих органов машин, не существует.

Попыток было достаточно много. В любом учебнике автора, стремящегося быть объективным, можно найти разнообразные методы расчета сил резания, копания с учетом (или без учета) геометрических параметров не только рабочего органа, но и выемки разрабатываемого грунта. Они предложены В.П. Горячкиным, Н.Г. Домбровским, А.Н. Зелениным, В.И. Баловневым, В.Д. Абезгаузом, Ю.А. Ветровым и др.

Основные виды рабочих органов машин для земляных работ можно классифицировать следующим образом:

- 1) рабочие органы, которые только отделяют грунт от массива (зубья рыхлителя, фрезы профилировщика);
- 2) рабочие органы, которые отделяют грунт от массива, одновременно захватывают и транспортируют:
 - а) перемещая по поверхности массива (отвалы бульдозеров и грейдеров);

б) накапливая и перенося грунт в специальных емкостях (ковши экскаваторов, скреперов и погрузчиков).

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).

В общем случае режущая часть рабочего органа имеет клинообразную форму (рисунок 8.1). Рассмотрим основные параметры клина. Линию 2 пересечения передней 1 и задней 3 граней клинообразного рабочего органа называют режущей кромкой.



Рисунок 8.1 – Параметры рабочего органа (клина)

Угол β – угол заострения, который определяется прочностью материала клина ($\beta = 25\text{--}30^\circ$).

Угол δ – угол резания между передней гранью и касательной к поверхности среза ($\delta = 30\text{--}40^\circ$). От величины δ во многом зависят условия резания, а также возникающие при этом усилия. Если δ не попадает в диапазон $30\text{--}40^\circ$, то значительно растет сопротивление грунта резанию.

Угол α – задний угол (между задней гранью и касательной к поверхности среза). Для снижения трения на нижней грани режущего клина необходимо обеспечить задний угол в пределах $5\text{--}8^\circ$.

B – ширина режущей кромки клина, зависящая от технологических режимов.

В процессе резания режущий клин отделяет от массива стружку, форма и размеры которой зависят от состояния и свойств разрабатываемого грунта.

Имеется несколько подходов к оценке стружки. На наш взгляд, целесообразно отметить три вида стружки (рисунок 8.2), которая образуется при резании пластичных (типа глинистых), сыпучих (типа песка, супеси и пр.) и скальвающих (типа сланцев) грунтов.

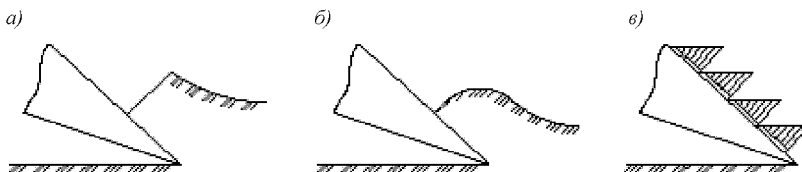


Рисунок 8.2 – Резание различных грунтов:
а – пластичных, б – сыпучих, в – скальвающих

В зависимости от положения рабочего органа в массиве грунта различают следующие разновидности резания (рисунок 8.3):

- 1) блокированное (клин контактирует с грунтом по трем граням, и энергоёмкость резания N_6 наибольшая);
- 2) полублокированное или полусвободное (контакт двумя гранями, энергоёмкость составляет 70 % от N_6);
- 3) свободное или деблокированное (контакт одной гранью, 40 % от N_6).

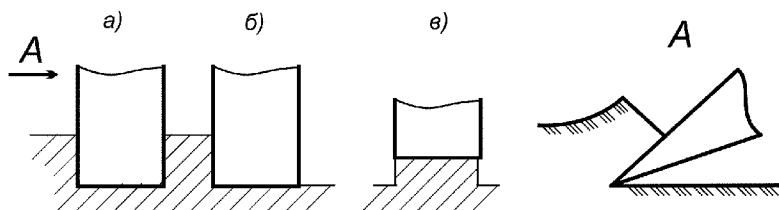


Рисунок 8.3 – Основные способы резания грунта:
а – блокированное, *б* – полублокированное, *в* – свободное

Как видно, свободное резание является самым экономичным, однако в чистом виде его достаточно сложно реализовать. Обычно стремятся вести разработку хотя бы полублокированным резанием, что достигается специальной расстановкой (и применением) зубьев, каждый из которых обеспечивает крупный скол грунта. При этом, чем меньше ширина рабочего органа, тем больше сказывается на сопротивлении резанию блокирование и деблокирование.

В процессе блокированного резания в грунте образуется выемка трапецидального типа. На поверхности массива ширина прорези b значительно больше ширины режущего клина (рисунок 8.4).

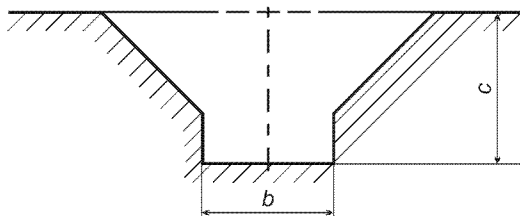


Рисунок 8.4 – Выемка после блокированного резания

Форма профиля выемки зависит от свойств грунта и соотношения между шириной b и глубиной выемки c . Экспериментально установлено, что существует оптимальная глубина резания, при которой энергоёмкость процесса резания имеет наименьшее значение.

При резании (и копании) режущая кромка рабочего органа изнашивается и затупляется. Характер износа зависит от соотношения абразивных свойств грунта, прочностных характеристик материала ножа и режимов разработки грунта. Влияние износа и затупления рабочих органов на производительность и энергоемкость процесса резания весьма ощутимо. Нередки случаи, когда дополнительные сопротивления грунта резанию, вызванные затуплением режущей кромки, преобладают в общем сопротивлении резанию. Так, например, допускаемый на практике износ режущего инструмента вызывает существенное увеличение силы резания: ножами или ковшами со сплошной кромкой на 90–200 %, ковшами с зубьями на 60–100 %. Поэтому при расчетах следует учитывать износ режущих инструментов, а при эксплуатации не допускать работу с затупленными рабочими органами.

При резании грунта рабочий орган воздействует на грунт силой P , которая преодолевает сопротивление грунта, т.е. силу P_0 , равную ей по величине, но противоположную по направлению.

Для их оценки эти силы целесообразно разложить в трехмерном пространстве на составляющие (рисунок 8.5):

1) силу P со стороны рабочего органа раскладывают на составляющие P_1, P_2, P_3 ;

2) силу P_0 сопротивления грунта резанию раскладывают на P_{01}, P_{02}, P_{03} .

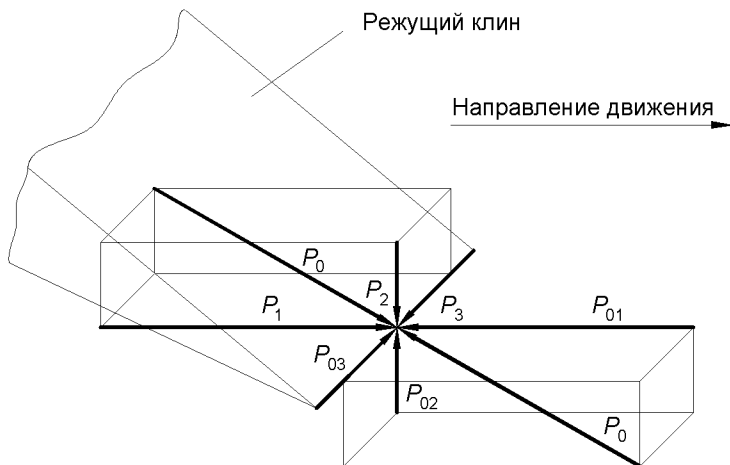


Рисунок 8.5 – Общая схема силового взаимодействия рабочего органа с грунтом

Как правило, силовое взаимодействие оценивают по величине касательной составляющей P_{01} силы сопротивления грунта резанию. Она зависит от свойств грунта и геометрических характеристик рабочего органа.

Ее (касательную составляющую сопротивления грунта резанию P_{01} , численно равную касательной составляющей силы резания P_1) находят по приближенной формуле

$$P_{01} = K_p b h, \quad (8.1)$$

где K_p – удельное сопротивление грунта резанию (в зависимости от категории грунта $K_p = 0,012 \dots 3,5$ МПа);

b – ширина режущей кромки, м;

h – толщина срезаемого слоя грунта, м.

По такой же формуле можно найти и касательную составляющую сопротивления грунта копанию:

$$P_{01} = K_1 b h, \quad (8.2)$$

где K_1 – удельное сопротивление грунта резанию, $K_1 = 0,018 \dots 4,5$ МПа.

Следует напомнить особенности взаимодействия рабочих органов с грунтом. Резание – это процесс отделения от массива слоев (стружки) грунта. Копание – это совокупность процессов резания и перемещения грунта перед рабочим органом (или по нему).

Может возникнуть закономерный вопрос: почему для таких разных процессов мы используем одни и те же формулы при оценке касательной составляющей сопротивления грунта

$$P_{01} \approx b h. \quad (8.3)$$

Для резания формула подходит без существенных допущений. А вот для копания ее использование вынуждает идти на значительные приближения и допущения, поскольку в общем случае при копании грунта рабочим органом происходит ряд процессов:

- 1) резание W_p ;
- 2) трение рабочего органа о грунт $W_{тр}$;
- 3) взаимное трение грунта при его перемещении перед рабочим органом в виде призмы волочения $W_{пр}$;
- 4) трение грунта по поверхности рабочего органа при заполнении его емкости W_3 ;
- 5) сопротивление при разгоне грунта до скорости его перемещения перед рабочим органом $W_{из}$;
- 6) сопротивление при внедрении режущего инструмента в грунт W_b .

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

$$W = W_p + W_{тр} + W_{пр} + W_3 + W_{и} + W_{в}, \quad (8.4)$$

где W_p – сопротивление резанию,

$$W_p = K_p b h; \quad (8.5)$$

$W_{тр}$ – сопротивление трения рабочего органа о грунт,

$$W_{тр} = f_2 (G_{р.о} + G_{гр}), \quad (8.6)$$

$G_{р.о}$, $G_{гр}$ – сила тяжести рабочего органа и грунта, вмещаемого рабочим органом, Н;

f_2 – коэффициент трения грунта о поверхность рабочего органа;

$W_{пр}$ – сопротивление перемещению грунта перед рабочим органом в виде призмы волочения,

$$W_{пр} = f_1 G_{гр}, \quad (8.7)$$

f_1 – коэффициент трения грунта о грунт;

$G_{гр}$ – сила тяжести грунта в призме волочения, Н;

W_3 – сопротивление заполнению грунтом емкости рабочего органа. Оно зависит от его формы и геометрических параметров;

$W_{и}$ – сопротивление грунта разгону, обусловленное инерционными силами,

$$W_{и} = m_{гр} a = P v, \quad (8.8)$$

$m_{гр}$ – масса грунта, кг;

a , v – ускорение (m/c^2) и скорость (m/c) перемещения грунта;

P – массовая производительность, кг/с.

$W_{в}$ – сопротивление внедрению в грунт рабочего органа,

$$W_{в} = K_{вд} b l, \quad (8.9)$$

$K_{вд}$ – удельное сопротивление вдавлванию режущей кромки, Па;

b – ширина режущей кромки, м;

l – толщина режущей кромки, м.

Из формулы (8.9) видно, что $W_{в} \approx b$, т. е. чем меньше b , тем меньше W (этим объясняется эффективность применения зубьев как режущей кромки при работе на плотных скальвающих грунтах).

Довольно значительный вклад в общую силу сопротивления копанью вносит призма волочения, возникающая перед рабочим органом и зависящая в основном от свойств грунта. Поскольку в области резания из-за приз-

мы волочения возникают дополнительные нормальные напряжения на плоскости сдвига, переднюю режущую кромку стараются выносить из зоны действия призмы волочения в рабочем органе машин для земляных работ.

Выражение (8.4) – точная формула; каждый из упомянутых компонентов вычисляется с учетом свойств грунта, сил трения и технологии земляных работ.

Но в большинстве случаев пользуются упрощенной формулой (8.2). Поскольку в выражении (8.4) основной вклад вносит первый компонент W_p , а остальные пять компонентов дают лишь 15–25 % W_k , то ими пренебрегают, учитывая их только в величине коэффициента удельного сопротивления копания K_1 ($K_1 > K_p$).

Еще раз отметим: зная силу P_{01} , мы знаем и силу P_1 . Очень часто вместо P_{01} используют обозначение P_k (от слова касательная).

Нормальная составляющая (сила отпора грунта) сопротивления грунта копания (или резанию)

$$P_{02} = \psi P_{01}, \quad (8.10)$$

где ψ – коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств грунта, степени затупления и расположения рабочего органа ($\psi = 0,2 \dots 0,6$).

Боковая составляющая P_{03} сопротивления грунта копания, численно равная боковой силе копания P_3 , возникает в двух случаях:

- при разработке неоднородного по ширине режущей кромки грунта;
- когда режущая кромка наклонена под углом, отличным от прямого, так называемое «косое резание».

Несколько слов о «косом резании». Экспериментально установлено, что поворот режущей кромки относительно направления движения на угол, отличающийся от 90° , значительно изменяет характер процесса отделения грунта от массива. При этом грунт, отделяясь от массива, одновременно перемещается в сторону. Энергоемкость «косого резания» в 1,2–1,3 раза меньше, чем прямого.

Ранее мы анализировали один из основных показателей машин, а именно удельную энергоемкость

$$N_{уд} = N/P, \quad (8.11)$$

где N – мощность силовой установки, Вт;

P – производительность, кг/с.

При расчетах машин для земляных работ этот показатель имеет несколько иной смысл:

$$N = K_3 P, \quad (8.12)$$

где N – мощность, затрачиваемая на копание, Вт;

K_3 – удельная энергоёмкость копания (таблица 8.1). Отметим, что K_3 численно равен величине коэффициента K_1 в формуле (8.2);

P – производительность, кг/с.

Таблица 8.1 – Энергоёмкость копания для различных грунтов

Категория грунта	$K_3, \text{Нм/м}^3$	
	для ОЭ	для ЗТМ
I	$10^5 - 2 \cdot 10^5$	$10^5 - 1,5 \cdot 10^5$
II	$2 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^5 - 2,5 \cdot 10^5$
III	$3 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^5 - 3,5 \cdot 10^5$
IV	$4 \cdot 10^5 - 6 \cdot 10^5$	–

Таким образом, по установочной мощности привода можно определить производительность машин на грунтах различных категорий (этот расчет – энергетический, он не связан с формой и размерами сечения стружки). Его можно использовать в качестве проверочного расчета при подборе мощности силовой установки машин для земляных работ.

Как уже было отмечено, имеется ряд методов расчета сил резания и копания. Эти методы отличаются друг от друга подходом авторов к физике и механике разрушения грунтов, к особенностям взаимодействия рабочего органа с грунтом.

Основоположник теории резания грунтов В.П. Горячкин предложил формулу для определения силы сопротивления копанию плугом:

$$P_1 = gG + kcd + \varepsilon cdv^2, \quad (8.13)$$

где G – сила тяжести плуга, Н;

k – удельное сопротивление резанию;

c – глубина пласта, м;

d – ширина пласта, м;

ε – коэффициент сопротивления (при отбрасывании лемехом грунта);

v – скорость движения, м/с.

Здесь основной параметр – это резание (70–85 % P_1). Инерционная (кинетическая) составляющая (εcdv^2) дает 5–10 % P_1 .

Н.Г. Домбровский развил теорию Горячкина применительно к экскаваторам. Он составил (на базе огромного объема экспериментальных данных) шкалу удельных сопротивлений различных грунтов копанию.

Напомним, что для практических расчетов Домбровский предложил формулу (8.2) для определения касательной составляющей силы сопротивления грунта копанию.

М.А. Ветров разработал уточненный метод расчета для различных конкретных условий резания с учетом боковых разрушаемых сечений массива грунта, а также износа ножа. В этом случае сопротивление грунта резанию

$$P_p = P_{св} + P_{бок} + P_{бок.ср} + P_{изн}, \quad (8.14)$$

где $P_{св}$ – сопротивление резанию грунта передней гранью ножа, Н;

$P_{бок}$ – сопротивление разрушению грунта в боковых расширениях, Н;

$P_{бок.ср}$ – сопротивление грунта срезу боковыми ребрами ножа, Н;

$P_{изн}$ – дополнительная сила сопротивления резанию из-за износа режущей кромки ножа, Н.

Бульдозер – самоходная землеройно-транспортная машина, предназначенная в основном для срезания, планировки и перемещения грунта на расстояние до 150 м.

Он состоит из базового трактора или тягача, впереди которого в поперечной плоскости навешен рабочий орган – отвал.

Бульдозер – машина циклического действия: сначала осуществляется рабочий ход (разработка и перемещение грунта, засыпка траншей, срезка кустарника и др.), затем – холостой (возвращение в исходное положение).

Рабочий процесс бульдозера состоит из операций копания, перемещения и разравнивания грунта. При копании отвал заглубляют в грунт при движении бульдозера вперед. Грунт вырезается из массива и накапливается перед отвалом, формируя призму волочения. Затем отвал выглубляют (приподнимают) и бульдозер перемещает грунт к месту укладки, после чего разравнивает призму волочения приподнятым отвалом (как передним, так и задним ходом машины). При транспортировании теряется до 30 % объема призмы волочения в зависимости от расстояния.

Бульдозер классифицируют по назначению, типу ходовой части, конструкции рабочего оборудования, типу привода рабочего оборудования, тяговому классу базовой машины (мощности двигателя).

По типу ходового оборудования различают колесные и гусеничные бульдозеры. Предпочтение отдают гусеничным бульдозерам, имеющим большее сцепление с грунтом и повышенную проходимость.

По назначению различают бульдозеры общего назначения, приспособленные для выполнения разнообразных работ (землеройных, планировочных, строительных и др.), и специального назначения для выполнения определенных видов работ (прокладка дорог, чистка от снега, сгребание торфа, подземные работы, толкание скреперов и т.д.).

По номинальному тяговому усилию и мощности бульдозеры разделяют на легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые (таблица 9.1).

Таблица 9.1 – Классификация бульдозеров по номинальному тяговому усилию и мощности

Тип	Тяговое усилие, кН	Мощность, кВт
Легкие	30–140	20–50
Средние	140–200	50–100
Тяжелые	200–300	100–200
Сверхтяжелые	> 300	> 200

По конструкции рабочего оборудования различают бульдозеры: с неповоротным отвалом, с поворотным отвалом, универсальные и бульдозеры-погрузчики.

В бульдозере с неповоротным отвалом он установлен перпендикулярно продольной оси машины неподвижно или с небольшим угловым качанием в поперечной плоскости.

В бульдозере с поворотным отвалом его можно поворачивать на определенный угол в обе стороны от основного положения. Его устанавливают только на гусеничных тракторах, поскольку колесные тягачи плохо воспринимают боковые нагрузки.

Универсальные бульдозеры оборудованы шарнирно-сочлененным отвалом, состоящим из двух одинаковых частей, которые могут быть установлены перпендикулярно оси машины, под углом в одну или в разные стороны.

У бульдозеров-погрузчиков на подъемной стреле шарнирно установлен отвал (вместо него легко можно навешивать грузовой ковш или другие виды оборудования, например крюк).

Бульдозеры с неповоротными отвалами бывают с жесткими и шарнирными толкающими брусьями.

Бульдозер с жесткими брусьями (рисунок 9.1, *а*) оборудован отвалом, к которому приварены два толкающих бруса, охватывающие снаружи базовый трактор. Брусья шарнирно установлены на поперечной балке, которая болтами крепится к раме трактора. Подъем и опускание отвала осуществляются с помощью одного гидроцилиндра, установленного впереди на подрамнике.

Бульдозер с шарнирными брусьями (с перекосом отвала) оборудован отвалом (рисунок 9.1, *б*), с которым шарнирно связаны два толкающих бруса (они же шарнирно крепятся к тележке трактора). Для сохранения необходимого положения и резания грунта с минимальными затратами энергии отвал с одной стороны удерживается гидрораскосом, а с другой – жесткой тягой (например винтовым раскосом). Гидрораскос присоединен к гидросистеме трактора и осуществляет перекос отвала в поперечной плоскости на угол до 12°.

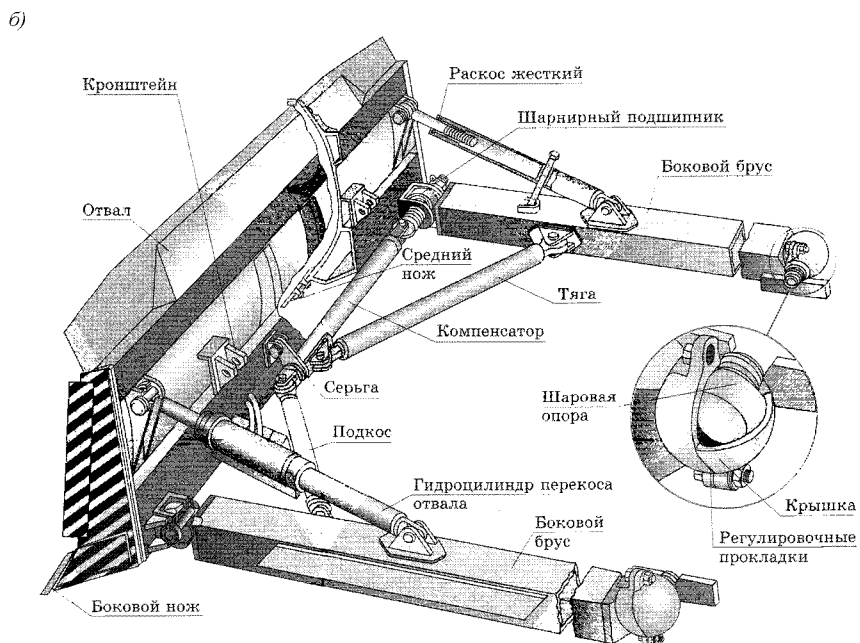
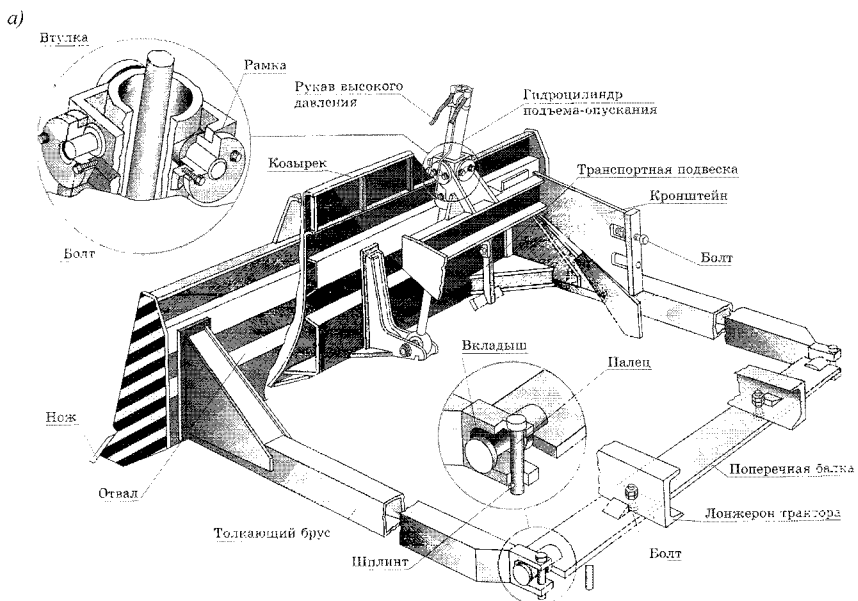


Рисунок 9.1 – Бульдозерное оборудование с неповоротным отвалом:
 а – с жесткими брусьями; б – с шарнирными брусьями (с перекосом отвала)

Гидрораскос отвала 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 служит для механического изменения угла резания ножей в диапазоне $\pm 10^\circ$ от среднего угла установки 55° . 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 брусками и раскосами образует жесткую систему, которая с помощью двух гидроцилиндров поднимается и опускается.

В ряде конструкций бульдозеров с неповоротным отвалом (рисунок 9.2) для повышения устойчивости отвала в горизонтальной плоскости и обеспечения равномерности распределения нагрузки предусмотрен механизм компенсации, представляющий собой цилиндрическую тягу с проушинами, которая одним концом шарнирно связана с правым брусом, а другим – с поперечным шарниром, размещенным в зоне продольной оси на кронштейне левого бруса. В кронштейне установлен палец с резьбой, который с помощью серьги шарнирно связан с отвалом.

В современных неповоротных бульдозерах гидрофицируют оба раскоса, а также механизм компенсации, поэтому управление положением отвала в различных плоскостях можно осуществлять из кабины.

Бульдозер с поворотным отвалом отличается тем, что на базовом тракторе с помощью упругих шарниров крепят охватывающую универсальную (толкающую) раму (рисунок 9.3).

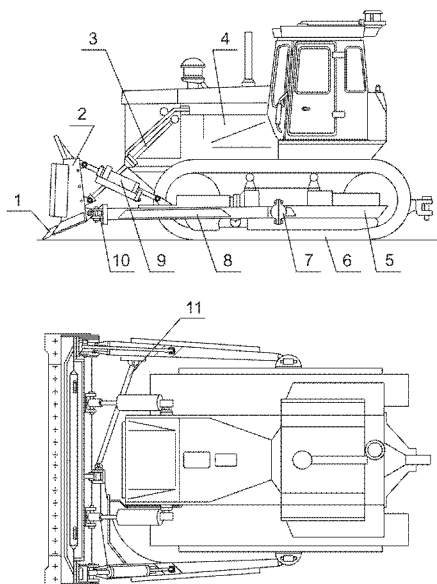
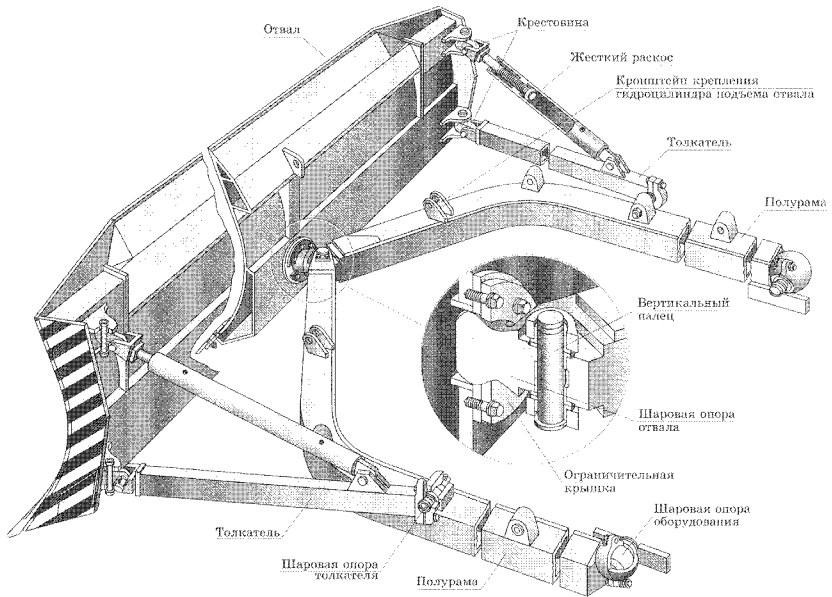


Рисунок 9.2 – Конструктивная схема бульдозера с неповоротным отвалом:

- 1 – нож; 2 – отвал; 3 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 4 – силовая установка с трансмиссией; 5 – гусеничная тележка;
- 6 – гусеницы; 7 – шарнир; 8 – толкающий брус;
- 9 – гидрораскос; 10 – универсальный шарнир;
- 11 – механизм компенсации

а)



б)

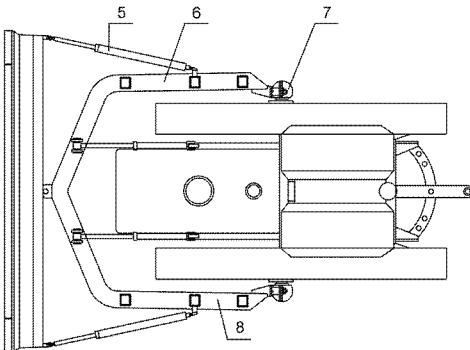
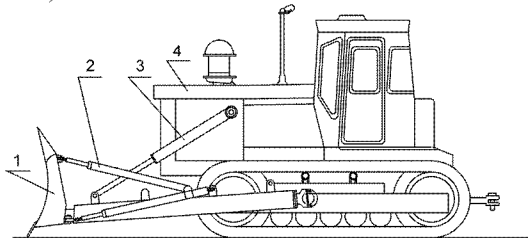


Рисунок 9.3 – Бульдозер с поворотным отвалом:
 а – рабочее оборудование;
 б – конструктивная схема:
 1 – отвал; 2 – гидрораскос;
 3 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 4 – базовый трактор; 5 – толкатель;
 6, 8 – полурамы; 7 – шарнир

Впереди рамы приварена шаровая опора, на которой установлен отвал, поворачивающийся налево и направо по ходу движения машины. Отвал соединяют с рамой (в целях удобства монтажа и демонтажа она состоит из двух полурам, связанных между собой шарнирно с помощью вертикального пальца) шаровым шарниром и двумя толкателями с винтовыми или гидравлическими раскосами. Подъем и опускание рамы с отвалом производят двумя гидроцилиндрами. Задние шарниры толкателей закрепляют 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° (и может меняться в пределах $\pm 5^\circ$ при одинаковом увеличении или уменьшении их длины).

При увеличении длины раскосов с одной стороны и уменьшении с другой изменяется угол поперечного перекоса отвала в пределах $\pm 5^\circ$.

В ряде современных моделей управление положением отвала полностью гидрофицировано и осуществляется из кабины машиниста. С помощью гидроцилиндров производятся подъем и принудительные опускание отвала, поворот в плане, поперечный двухсторонний перекос, изменение угла резания ножей, а также устанавливаются его плавающее и фиксированное положения.

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 длина поворотного отвала $B_{пов}$ значительно больше, чем неповоротного $B_{неп}$:

$$B_{пов} = (1,3 \dots 1,35) B_{неп}. \quad (9.1)$$

Поэтому бульдозеры с поворотным отвалом развивают меньшее удельное усилие резания (при одинаковом тяговом усилии базового трактора).

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 подножечную плиту, на которой спереди крепят съемные ножи. Торцы отвала закрыты боковыми щечками.

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 ($b = 0,3B_0$).

Неповоротные бульдозеры снабжают различными отвалами. Прямой простой отвал используют для разработки крепких грунтов (имеет боковые и угловые ножи), универсальный – для планировки и других работ в грунтах с нарушенной структурой.

Сферический применяют для разработки мягких и средней крепости грунтов; за счет выступающих вперед концов отвала объем грунта вырастет на 20–25 % (рисунок 9.4, а).

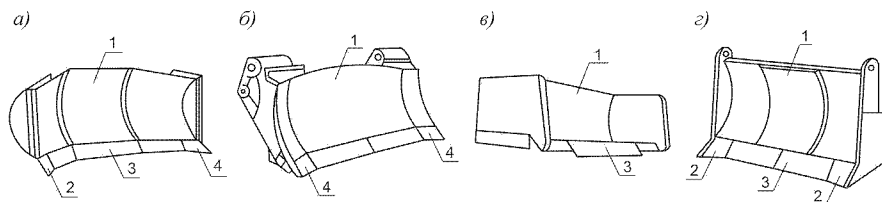


Рисунок 9.4 – Формы специальных отвалов бульдозера:

а – отвал сферической формы; б – отвал с выдвигающимися боковыми зубьями; в – совкообразный отвал; г – отвал толкача

Отвал с рыхлящими боковыми зубьями используют для крепких каменных грунтов для бульдозеров большой мощности (зубья выдвигаются ниже ножей на 0,2–0,3 м) (рисунок 9.4, б).

Совковый отвал применяют для малосвязных грунтов при их перемещении на большие расстояния, он имеет боковые щитки (для набора грунта) и выступающую вперед часть ножа (рисунок 9.4, в).

Короткий прямой отвал, как правило, используют для толкания скрепера с целью создания большего тягового усилия (их снабжают амортизаторами) (рисунок 9.4, г). Он имеет усиленную в средней части конструкцию.

Бульдозер снабжают дополнительным оборудованием. Его отвал может быть оснащен боковыми щитками, боковыми ножами и выдвижными боковыми зубьями.

Для работы в плотных грунтах его снабжают одним передним и двумя задними зубьями.

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, устанавливают в средней части отвала кусторезные ножи, грузовые вилы, подъемные крюки.

Управление рабочим органом производится с помощью объемной гидростатической передачи (рисунок 9.5), которая состоит из бака, насоса, распределительных и вспомогательных устройств, исполнительных гидроцилиндров. Насос применяют обычно шестеренный. 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) привод раздельно-агрегатный – насос приводят от коленчатого вала трактора; все агрегаты устанавливают раздельно.

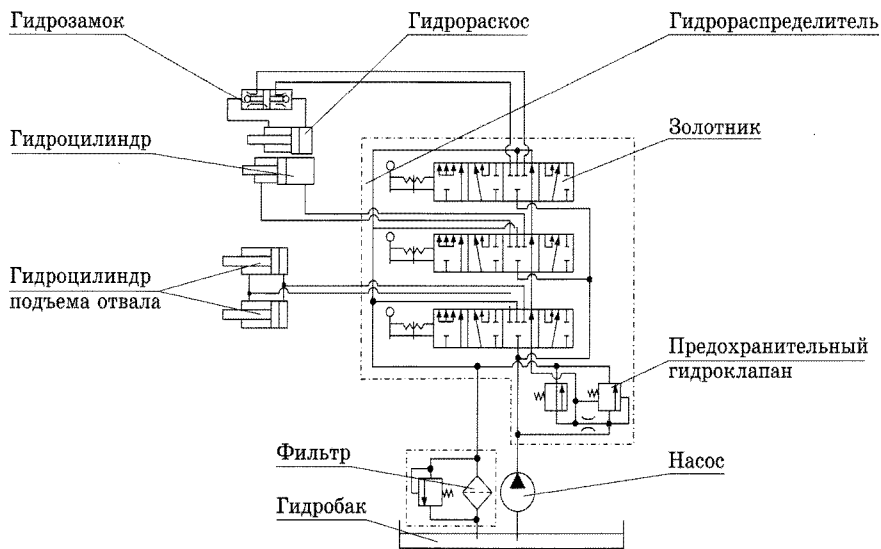


Рисунок 9.5 – Схема гидравлическая принципиальная управления рабочим органом бульдозера с неповоротным отвалом

Современные бульдозеры, как правило, оснащают системами автоматического управления положением отвала, учитывающими особенности технологии работ и рельефа обрабатываемого участка.

Параметры отвала. К основным параметрам отвала относятся его ширина и высота, а также углы, характеризующие положение отвала в пространстве по отношению к разрабатываемому грунту (рисунок 9.6):

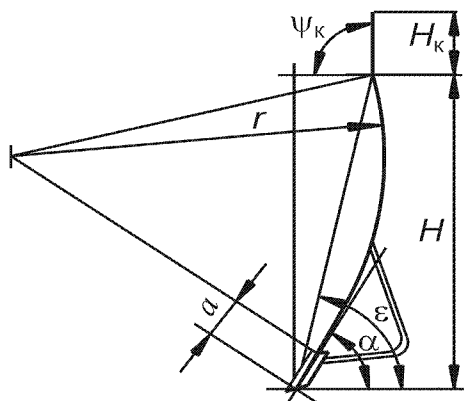


Рисунок 9.6 – Расчетная схема отвала

1) $H_{от}$ – высота отвала, м (зависит от силы тяги T для средних грунтовых условий) (таблица 9.2), кроме того, ее можно определить по формулам:

$$H_{от} = 500\sqrt[3]{0,1T - 0,5T} \text{ – для неповоротного отвала,} \quad (9.2)$$

$$H_{от} = 450\sqrt[3]{0,1T - 0,5T} \text{ – для поворотного отвала;} \quad (9.3)$$

2) $B_{от}$ – ширина (длина) отвала, м,

$$B_{от} = (2,8 \dots 3,0)H_{от} \text{ – для неповоротного отвала,} \quad (9.4)$$

$$B_{от} = (1,3 \dots 1,35)B_{от} \text{ – для поворотного отвала.} \quad (9.5)$$

При этом $B_{от} = B_{маш} + 200$ мм;

3) H_k – высота козырька, м,

$$H_k = (0,1 \dots 0,25)H_{от}; \quad (9.6)$$

4) r – радиус кривизны, м;

5) α – угол резания;

6) ϵ – угол наклона отвала;

7) ψ_k – угол установки козырька;

8) ψ_o – угол опрокидывания (на рисунке 9.6 не показан);

9) β – угол заострения (на рисунке 9.6 не показан).

Угол резания α влияет на энергоемкость резания (с его уменьшением снижается сила сопротивления резанию).

Угол наклона отвала ϵ формирует призму волочения. При малом ϵ грунт пересыпается через отвал, при большом – ухудшаются условия подъема грунта вверх по отвалу.

Таблица 9.2 – Высота отвала для средних грунтовых условий

Тяговое усилие, кН	40	60	100	150	250	350
$H_{от}$, см	70–75	80–90	90–110	110–120	120–130	130–140

Угол заострения β определяет характер изменения давления ножа на грунт по мере его затупления. При малых значениях β быстро затупляется режущая кромка ножа.

Радиус кривизны r криволинейной поверхности обеспечивает переваливание грунта перед отвалом, чтобы исключить потери грунта через отвал.

Эти параметры имеют оптимальные значения (таблица 9.3).

Таблица 9.3 – Параметры поворотного и неповоротного отвалов бульдозера

Параметр	Отвал	
	неповоротный	поворотный
Угол резания α , град	50–60	50–60
Угол наклона отвала ϵ , град	75	75
Угол опрокидывания ψ_0 , град	70–75	60–75
Угол установки козырька ψ_k , град	90–100	90–100
Задний угол γ , град	10–15	10–15
Радиус цилиндрической поверхности отвала r , м	–	0,8–0,9 (универс.)

Расчет системы управления отвалом. К основным параметрам системы управления относятся:

1) усилия на штоках гидроцилиндров механизма управления отвалом (гидроцилиндр поворота и изменения угла резания не учитываются);

2) скорости их передвижения;

3) рабочее давление жидкости;

4) расход жидкости;

5) КПД.

Усилия в гидроцилиндрах механизма управления отвалом определяют в двух положениях (рисунок 9.7):

1) при заглублении – из условия равновесия трактора относительно задней кромки опорной поверхности гусениц (или оси задних колес для колесных бульдозеров);

2) при выглублении – из условия равновесия относительно передней кромки опорной поверхности гусениц (или оси передних колес для колесных бульдозеров).

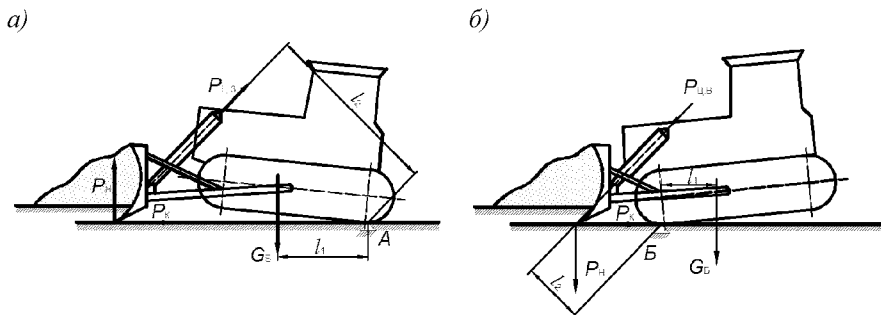


Рисунок 9.7 – Схемы к определению нагрузок на бульдозер:
 а – при заглублении; б – при выглублении

Расчетная формула для определения сил, возникающих в гидроцилиндрах при заглублении $P_{цз}$ и выглублении $P_{цв}$, применяемая к каждому из обеих случаев, выглядит следующим образом:

$$P_{цi} = \frac{l_1}{l_2} G_B. \quad (9.7)$$

При статическом расчете проверяется общая устойчивость машины. Она определяется, как правило, при движении:

- 1) под уклон α со скоростью v и при внезапной остановке машины вследствие встречи отвала с непреодолимым препятствием или резкого торможения;
- 2) на подъем α ;
- 3) по косогору с поперечным углом наклона, а также на закруглениях дороги.

Составляют уравнение равновесия и с учетом коэффициента запаса устойчивости ($K_{уст} \geq 1,2$) определяют допустимую скорость при движении под уклон, угол уклона при движении на подъем, а также угол поперечного уклона по условию сцепления движителя с опорной поверхностью.

Помимо статического расчета, для расчета прочности отдельных элементов рабочего оборудования (отвала, толкающих брусьев и др.) необходимо определить максимальные усилия, которые возникают в отдельные моменты работы машины. При этом различным элементам соответствуют различные опасные положения рабочего оборудования. В связи с этим необходимо рассмотреть пять основных расчетных схем. Как правило, они реализуются при наезде отвала на препятствие:

- а) при упоре отвала в средней части (проверка прочности отвала);
- б) при упоре в край отвала (проверка прочности толкающих брусьев и подкосов).

Тяговый расчет бульдозера. Необходимое тяговое усилие расходуется на преодоление нескольких видов сопротивления копанью. Отметим, что анализируется обычно самый тяжелый вариант:

- 1) бульдозер при перемещении и копании движется на подъем;
- 2) призма волочения достигает наибольшей величины.

При копании грунта его часть (в случае ковша) или практически весь грунт (в случае отвала) перемещается перед рабочим органом в виде фигуры, напоминающей призму (если смотреть на рабочий орган спереди). Форма этой фигуры, получившей название призмы волочения, 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).

При копании отвалом роль призмы волочения преобладающая. При копании ковшем она также достаточно значительна. Объем призмы волочения может составлять 5–75 % объема ковша. При этом, чем более сыпучий грунт, тем больше объем грунта в призме волочения.

Итак, суммарное сопротивление перемещению W состоит из нескольких компонентов:

$$W = W_p + W_{np} + W_{tp} + W'_\sigma, \quad (9.8)$$

где W_p – сопротивление резанию, Н,

$$W_p = K_p Bc, \quad (9.9)$$

K_p – удельное сопротивление резанию, Н;

B – ширина отвала, м;

c – толщина стружки, м.

В более общем виде для поворотных отвалов:

$$W_p = K_p Bc \sin \varphi, \quad (9.10)$$

где φ – угол поворота отвала в плане относительно продольной оси трактора, т. е. угол между нормалью к оси машины и отвалом.

Но часто используют угол между осью и отвалом, т. е. $\angle = 90^\circ - \varphi$;

W_{np} – сопротивление перемещению призмы волочения грунта перед отвалом, Н,

$$W_{\text{пр}} = f_1 G_{\text{пр}}, \quad (9.11)$$

f_1 – коэффициент трения грунта по грунту ($f_1 = 0,4 \dots 0,8$; меньшие значения для влажных и глинистых грунтов);

$G_{\text{пр}}$ – сила тяжести грунта в призме волочения, Н.

Но с учетом уклона и с учетом поворота отвала

$$W_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} \sin \varphi (f_1 \pm i) = \rho_r g q_{\text{пр}} \sin \varphi (f_1 \pm i) = \rho_r g \frac{B_{\text{от}} H_{\text{от}}^2}{2K_{\text{пр}}} \sin \varphi (f_1 \pm i), \quad (9.12)$$

ρ_r – плотность грунта, кг/м³;

$q_{\text{пр}}$ – объем призмы волочения, м³;

i – уклон;

$K_{\text{пр}}$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от $H_{\text{от}} / B_{\text{от}}$;

$W_{\text{тр}}$ – сопротивление трению грунта по отвалу (или сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу), Н,

$$W_{\text{тр}} = G_{\text{пр}} f_2 \cos^2 \alpha \sin \varphi = \rho_r g \frac{B_{\text{от}} H_{\text{от}}^2}{2K_{\text{пр}}} f_2 \cos^2 \alpha \sin \varphi, \quad (9.13)$$

f_2 – коэффициент трения грунта по отвалу (по стали) (таблица 9.4);

α – угол резания.

Таблица 9.4 – Значения коэффициента трения грунта по стали

Грунт	f_2
Песок	0,35–0,5
Суглинок и супесь	0,5–0,6
Глина	0,7–0,8

W_6 – сопротивление передвижению бульдозера, Н,

$$W_6 = G(\omega \pm i), \quad (9.14)$$

G – сила тяжести бульдозера, Н;

ω – коэффициент удельного сопротивления движению бульдозера,

$\omega = 0,02 \dots 0,30$.

Если тяговая характеристика не известна, то на предварительном этапе мощность силовой установки N подбирают по суммарной силе сопротивления W :

$$N = \frac{Wv_p}{\eta}, \quad (9.15)$$

где v_p – скорость рабочего хода, м/с;

η – КПД механизма передвижения на первой передаче.

По суммарному сопротивлению выбирается соответствующий механизм передвижения базовой машины, так чтобы сила тяги была больше суммарного сопротивления, $T \geq W$.

Производительность Π бульдозера при разработке и перемещении грунта определяют из выражения

$$\Pi_3 = \frac{K_b q_{пп}}{K_p t_{ц}}, \quad (9.16)$$

где K_b – коэффициент использования бульдозера по времени, $K_b = 0,8 \dots 0,9$;

K_p – коэффициент разрыхления грунта;

$t_{ц}$ – продолжительность рабочего цикла, с.

Продолжительность рабочего цикла $t_{ц}$ бульдозера определяют по формуле

$$t_{ц} = \frac{l_p}{v_p} + \frac{l_t}{v_t} + \frac{l_p + l_t}{v_{3,x}} + t_{доп}, \quad (9.17)$$

где l_p, l_t – длины участков резания грунта и его транспортирования, м;

v_p, v_t – скорости рабочего и транспортного хода, м/с;

$v_{3,x}$ – скорость заднего хода, м/с;

$t_{доп}$ – дополнительное время, с, затрачиваемое:

– на переключение передач $t_{п.п} = 6 \dots 8$ с;

– подъем и опускание отвала за цикл $t_{о.п} = 4 \dots 5$ с;

– разворот бульдозера $t_{раз} = 10 \dots 15$ с;

– повороты и управление машиной во время рабочего цикла, $t_y = 7 \dots 8$ с.

Следует отметить, что эта формула оценивает время цикла в общем виде, и если возврат идет задним ходом, то это исключает повороты на концах участка.

Совершенствование бульдозерного оборудования. Следует выделить три основных направления совершенствования бульдозерных отвалов:

- 1) улучшение их транспортирующих свойств;
- 2) снижение усилий и энергоемкости процесса копания;
- 3) расширение технологических возможностей бульдозеров.

Транспортирующие свойства отвалов являются главным фактором, определяющим производительность бульдозеров и качество выполняемых ими работ. Для неповоротных отвалов совершенствование конструкции направлено, главным образом, на увеличение их накапливающей и удерживающей способности. Для этого на бульдозерных отвалах малой и средней мощности устанавливают различные по форме и размеру открылки. Отвалы более мощных машин делают, как правило, сферическими. Для работы бульдозеров на слабых и сыпучих грунтах разрабатывают отвалы сменной длины, что достигается использованием боковых телескопических секций или дополнительных секций, которые подсоединяются к обеим сторонам отвала.

Поворотный отвал бульдозера предназначен для фронтального и бокового перемещения грунта. Для улучшения условий бокового перемещения грунта предлагают конструкции, обеспечивающие уменьшенное продольное сопротивление перемещения грунта по лобовой поверхности отвала, принудительное транспортирование грунта вдоль лобовой поверхности и двухстороннее распределение грунта в боковые валики.

Снижение усилий и энергоемкости процесса копания грунта. Процесс копания грунта отвалом бульдозера сопровождается интенсивным вертикальным перемещением грунта по его лобовой поверхности. Поэтому снижение сопротивления трения грунта по отвалу обеспечивается совершенствованием его профиля.

Наибольшее распространение получили цилиндрические отвалы с постоянным радиусом кривизны, эффективно работающие в различных грунтовых условиях. Отвалы с увеличенной кривизной верхней части предназначены для копания крепких и связных грунтов, а отвалы с увеличенной кривизной нижней части – для копания сыпучих и слабо связных грунтов.

На машинах, где бульдозерное оборудование является вспомогательным (например, на экскаваторах), используют отвалы, лобовая часть которых представляет собой ломаную поверхность. Такие отвалы предназначены для увеличения опорного контура землеройных машин и ведения планировочных операций небольшого объема.

Помимо этого, снижение сопротивления грунта копанию достигается совершенствованием режущей кромки отвала. В частности, ножевая система, оснащенная средним выступающим ножом, способствует большей концентрации веса и тягового усилия бульдозера на короткой средней части ножа и более эффективна для разработки грунтов III и IV категорий. Кроме того, ступенчатая форма лезвия ножевой системы отвала позволяет получать оптимальную форму призмы волочения и уменьшать потери грунта в боковые валики.

Существуют и более изощренные технические решения, например, подача сжатого воздуха через отверстия в лобовом листе отвала, что обеспечивает насыщение прилегающего слоя грунта воздухом и снижение силы

трения скольжения грунта по отвалу. Однако подобные конструкции достаточно сложны и не находят широкого практического применения.

Расширение технологических возможностей рабочих органов бульдозеров осуществляется в нескольких направлениях:

1) отвалы с управляемыми или откидными рыхлительными зубьями, которые шарнирно крепятся на тыльной стороне рабочего органа. При заднем ходе машины они занимают вертикальное положение, разрыхляя грунт, что значительно улучшает условия копания отвалом при движении бульдозера вперед. Использование такого отвала позволяет увеличить эффективность бульдозера при разработке грунтов повышенной прочности;

2) отвалы, в верхней части которых смонтировано крановое оборудование для подъема грузов на небольшую высоту;

3) отвалы, которые трансформируются в захватные рабочие органы или оснащаются дополнительными захватными элементами. При этом создаются условия для захвата различных по форме штучных грузов и перемещения их в пределах строительной площадки;

4) отвалы с изменяемой геометрией, которые в зависимости от разрабатываемой среды могут трансформироваться в совок или клин.

10 МАШИНЫ ДЛЯ ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

При возведении земляных сооружений их площадки должны быть подготовлены для строительных работ. Подготовительные работы включают:

- 1) очистку площадки от леса и кустарников;
- 2) корчевку и удаление пней;
- 3) удаление камней;
- 4) рыхление скальных пород и мерзлых грунтов;
- 5) понижение уровня грунтовых вод.

Для их механизации применяют различные машины, из которых рассмотрим рыхлители, кусторезы и корчеватели.

10.1 Рыхлители

Рыхлитель (рисунок 10.1) 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.

Они служат для рыхления мерзлых грунтов и пород, которые не могут разрабатываться экскаваторами, бульдозерами, скреперами и другими машинами для земляных работ, которые имеют весьма ограниченные возможности, о чем свидетельствуют данные таблицы 10.1.

Таблица 10.1 – Значения удельных сопротивлений грунта копанию различными машинами

Машина	Удельное сопротивление грунта копанию, МПа
Бульдозеры и скреперы	$\leq 0,3$
Одноковшовые экскаваторы	$\leq 0,5$
Многоковшовые экскаваторы	$\leq 0,8$

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 10.1).

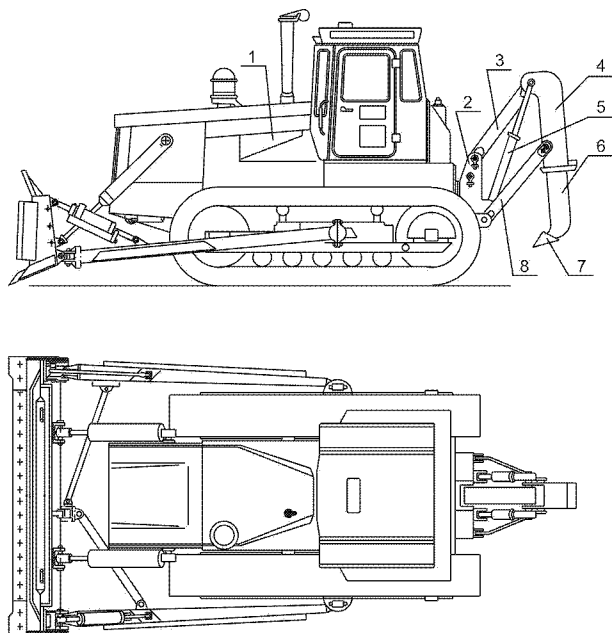


Рисунок 10.1 – Конструктивная схема рыхлителя:
 1 – базовый трактор; 2 – опорная рама; 3 – тяга; 4 – рабочая балка;
 5 – гидроцилиндр подъема-опускания рабочего органа; 6 – сменный зуб;
 7 – наконечник зуба; 8 – нижняя рама

Рабочий орган рыхлителя (зуб) состоит из стойки, режущего элемента (съёмного наконечника) и элементов крепления (кронштейна) (рисунок 10.2). Хвостовая часть стойки зуба выше наконечника может быть защищена в пределах изогнутой части сменными противоизносными накладками. Это увеличивает долговечность стоек, поскольку накладки после их износа можно сменить. В ряде случаев на зуб устанавливают уширители, которые увеличивают зону разрушения грунта, снижая общее количество проходов рыхлителя. Работоспособность наконечников определяет производительность рыхлителей. При эксплуатации наконечники подвергаются значительным динамическим нагрузкам и абразивному изнашиванию, что обуславливает их конструктивные особенности. При разработке наконечников стремятся обеспечить их прочность при ударном нагружении в сочетании с

износостойкостью и самозатачиваемостью. Они имеют клиновидную форму с плоскими режущими гранями и внутренним карманом для установки на хвостовике стойки. В ряде случаев режущую часть наконечников усиливают путем формирования ребер жесткости на передней грани, обеспечивающих жесткость режущего элемента.

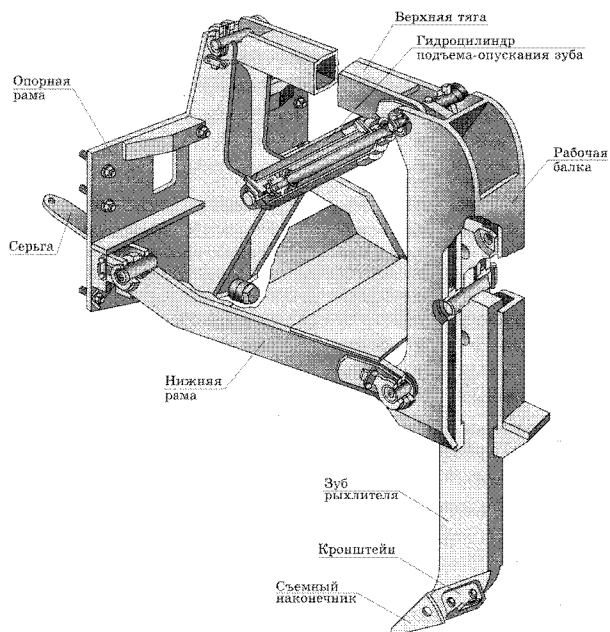


Рисунок 10.2 – Рабочее оборудование рыхлителя

Рыхлители осуществляют подготовительные работы, поэтому их маркируют индексом ДП, за которым следует цифра порядкового номера модели и буквы, обозначающие очередную модернизацию и исполнение оборудования. Имеется два варианта маркировки рыхлителей. Если базовой машиной является трактор, то рыхлительное оборудование маркируют упомянутым выше методом, например, ДП-29АХЛ. Если же базовой машиной является бульдозер (имеющий собственную маркировку), тогда в обозначении машины должна быть двойная индексация, например, ДЗ-126А (ДП-9С).

В большинстве случаев применяют бульдозерно-рыхлительные агрегаты, устанавливая на трактор или тягач оборудование бульдозера (или одноковшового фронтального погрузчика). Это уравнивает базовую машину, создавая лучшие условия для ее перемещения при рыхлении.

Рыхлители классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) по назначению;
- 2) ходовому оборудованию;
- 3) тяговому усилию (или мощности);
- 4) конструктивным признакам.

По назначению различают рыхлители общего назначения и специальные. Рыхлители общего назначения производят рыхление грунта в основном на глубину до 1 метра. Их оборудуют обычно одним–пятью (редко семью) зубьями. Рыхление высокопрочных грунтов производят, как правило, одним зубом.

Рыхлители специального назначения рыхлят грунт на глубину до 2 метров. Их оборудуют одним – тремя зубьями.

По способу передвижения различают рыхлители *навесные* и *прицепные*. Прицепные рыхлители применяют редко и только для сравнительно малых объемов земляных работ. Они имеют меньшую маневренность и устойчивость, чем навесные, и не используют массу тягача. Поэтому в дальнейшем будем анализировать навесные рыхлители.

По ходовому оборудованию различают *гусеничные* (на тракторах) и *колесные* (на тягачах) рыхлители. Наибольшее распространение имеют рыхлители на тракторах с мощностью до 800 л. с. и на тяжелых колесных тягачах мощностью до 2500 л. с.

По номинальному тяговому усилию (кН) или максимальной силе тяги по сцеплению базового трактора различают рыхлители: *легкие* (менее 135), *средние* (135–200), *тяжелые* (200–300) и *сверхтяжелые* (более 300).

По конструктивным признакам имеется несколько типов классификации (по типу зубьев, способу их крепления и т. д.), основной – *по типу подвески рамы рыхлителя*. Различают:

а) трехточечную (трехзвенную, радиальную) подвеску с креплением рамы к корпусу заднего моста (т. е. рама – внутренняя). Рабочее оборудование включает опорную раму, гидроцилиндры (2 шт.), нижнюю раму, зубья и наконечники (рисунок 10.3, а). Она имеет малую металлоемкость и простую конструкцию (ее используют на всех классах рыхлителей). Недостатком является изменение угла резания зубьев в зависимости от их заглубления, вследствие чего возникают большие радиальные нагрузки на зубья;

б) трехточечную (рисунок 10.3, б) – с креплением рамы с зубьями к рамам гусеничных тележек или к остоу базового трактора (охватывающая рама);

в) четырехточечную (четырёхзвенную) (рисунок 10.3, в) подвеску рамы с креплением рамы к корпусу заднего моста (внутренняя рама). При выдвигании штока гидроцилиндры поднимают балку и зубья в верхнее положение. При его втягивании зубья заглубляются в грунт. Благодаря параллелограмму зубья перемещаются при подъеме по траектории, близкой к вертикальной, т. е. подвеска 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.

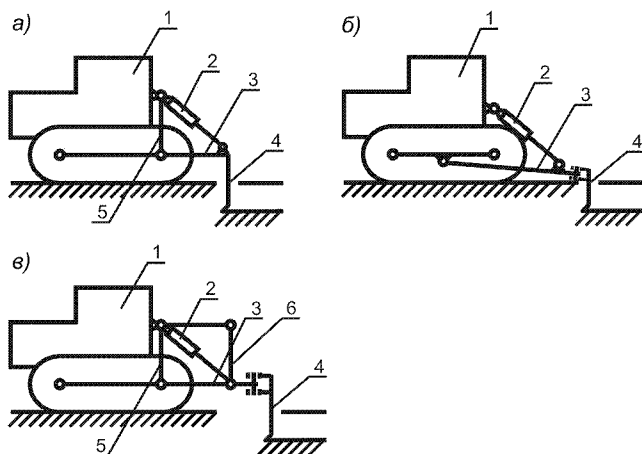


Рисунок 10.3 – Типы подвески рамы рыхлителя:

а, б – трехзвенная, *в* – четырехзвенная:

- 1 – базовая машина; 2 – гидроцилиндры; 3 – нижняя рама; 4 – рабочий орган;
5 – опорная рама; 6 – рабочая балка

Рабочий орган оснащается одним или несколькими зубьями. Их крепление может быть жестким или шарнирным (поворотным). Поворот зубьев (на угол 15° в обе стороны) осуществляется за счет их установки в специальных кронштейнах (флюгерах), прикрепляемых к раме шарнирно.

По форме различают изогнутые (для скальных грунтов), прямые (универсальные) и полуизогнутые (это позволяет уменьшить усилие заглабления при большом угле резания) зубья.

Длина зубьев должна быть больше максимальной глубины заглабления на 0,1–0,3 метра, чтобы рама рыхлителя свободно проходила над поверхностью разрыхленного грунта.

Отметим, что соединение рамы рыхлителя со штоками двух гидроцилиндров условно принято считать за одну точку подвески. Гидроцилиндры работают от гидросистемы базового трактора.

Высота подъема зубьев, м, над уровнем опорной поверхности базовой машины зависит от ее мощности:

- для легких рыхлителей – 0,3–0,5;
- для средних – 0,6–0,7;
- для мощных – более 0,7.

Число зубьев и их шаг зависят от глубины рыхления, свойств грунта и размера кусков, а также мощности рыхлителя. Естественно, что с ростом мощности шаг растет: для легких рыхлителей – 0,3–0,5 м (для 5 зубьев), 0,8–1,0 м (для 3 зубьев); для средних рыхлителей – 0,9–1,3 м; для мощных и сверхмощных – 1,4 м.

Силы, действующие на рыхлитель. При работе рыхлителя необходимо рассчитать рабочий орган и систему подвески на прочность и долговечность, а также определить необходимые усилия заглупления рабочего органа с учетом режимов работы и свойств грунта.

При расчете на прочность принимают два основных положения, при которых возникают наибольшие нагрузки (рисунок 10.4).

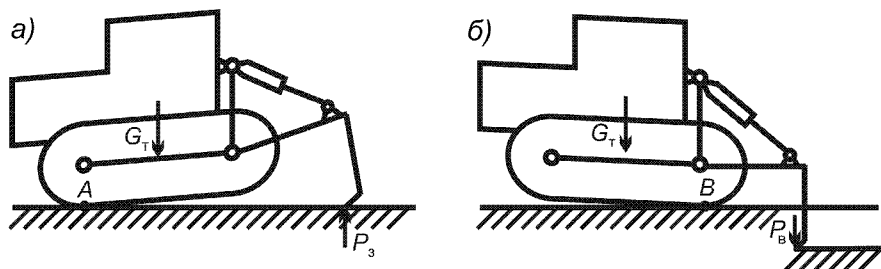


Рисунок 10.4 – Расчетные схемы для определения усилий на рабочем органе рыхлителя:
а – при заглуплении; б – при выглуплении

Первое расчетное положение (при заглуплении) – по известной силе тяжести трактора G_T (включая бульдозерное и рыхлительное оборудование) определяют максимальную силу заглупления зуба P_3 . Из условия приподнимания (вывешивания) базового трактора относительно точки А (точнее относительно ребра А) составляют уравнение моментов (рисунок 10.4, а)

$$\sum M_A = 0. \quad (10.1)$$

По силе P_3 определяют геометрические размеры зуба, при которых этой силы достаточно для его внедрения в грунт.

Условие внедрения зуба

$$P_3 \geq k_p F, \quad (10.2)$$

где k_p – коэффициент удельного сопротивления грунта рыхлению;

F – максимальная площадь части зуба, которая внедряется в грунт, m^2 .

Второе расчетное положение (при выглуплении) – определяют максимальную силу подъема (выглупления) зуба из положения максимально возможного заглупления. В этом случае силу выглупления P_B определяют из условия опрокидывания рыхлителя вокруг точки В (из уравнения моментов $\sum M_B = 0$) (рисунок 10.4, б).

Для расчета рамы и гидравлического привода рыхлительного оборудования на прочность к этим силам P_3 и P_B следует добавить силу тяги $T_{ст}$.

При перемещении машины под действием тягового усилия зубья заглубляются 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 стружки 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:

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.

Производительность рыхлителя (машины непрерывного действия) в общем случае определяется произведением площади поперечного сечения слоя разрыхленного грунта на среднюю рабочую скорость передвижения. Вместе с тем, она зависит от многих других факторов (степени рыхления, режимов и типа основной машины).

Она зависит, прежде всего, от тягового усилия трактора по сцеплению $T_{сц}$ и скорости рыхления v_p (оптимальная $v_p = 1,5 \dots 2,5$ км/ч). Тяговое усилие трактора зависит от его типоразмера и обычно при $v_p = 1,5$ км/ч составляет 1,0–1,1 массы трактора с оборудованием бульдозера и рыхлителя. При равных $T_{сц}$ и v_p производительность зависит от количества зубьев, расстояния между ними и глубины рыхления h_p . В свою очередь, глубина рыхления и его форма зависят и от свойств грунта.

При уменьшении или увеличении мощности или силы тяжести глубина изменяется примерно пропорционально корню кубическому изменения силового параметра.

Техническую производительность рыхлителя $\Pi_{тех}$ определяют по формуле

$$\Pi_{тех} = \frac{B_p h_p v_p k_{пер}}{k_{п} n}, \quad (10.3)$$

где B_p – полезная ширина захвата рыхлителем, м;

h_p – полезная толщина разрыхленного слоя, м;

v_p – скорость рыхлителя, м/ч;

$k_{пер}$ – коэффициент перекрытия зон рыхления ($k_{пер} = 0,75$);

$k_{п}$ – коэффициент характера проходов,

$$k_{\text{п}} = \begin{cases} 1 - \text{для параллельных проходов,} \\ 2 - \text{для перекрестных проходов;} \end{cases}$$

n – число повторных проходов в поперечных направлениях.

Эксплуатационная производительность $\Pi_{\text{э}}$ определяется с учетом коэффициента использования машины во времени (подготовки, осмотра и техобслуживания):

$$\Pi_{\text{э}} = \Pi_{\text{тех}} k_{\text{в}}, \quad (10.4)$$

где $k_{\text{в}}$ – коэффициент использования машины по времени ($k_{\text{в}} = 0,85$).

В этом случае рабочую скорость уменьшают на 20 % для учета случайных задержек.

Общий расчет включает:

- 1) выбор исходных параметров;
- 2) предварительное установление размеров и массы;
- 3) определение основной рабочей нагрузки (при расчетах сил сопротивления рыхлению);
- 4) тяговый расчет;
- 5) определение необходимой мощности тягача;
- 6) определение характеристик рабочего органа;
- 7) проверка устойчивости;
- 8) определение эксплуатационной производительности.

10.2 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 и имеют унифицированные с ними узлы.

Рабочий орган (рисунок 10.5) навешивается на базовый тягач с помощью унифицированной толкающей рамы, которая используется для бульдозера, а также для корчевателя и снегоочистителя. Отвал в виде А-образной рамы имеет ножи (закрепленные болтами) и клык. Он соединен с универсальной рамой шаровым шарниром и пружинными амортизаторами. Амортизаторы обеспечивают вертикальные перемещения (до 100 мм), увеличивая проходимость машины. Подъем рамы осуществляется гидроцилиндрами. Для защиты кабины оператора и силовой установки используют ограждение, выполненное из стальных труб, и бугер.

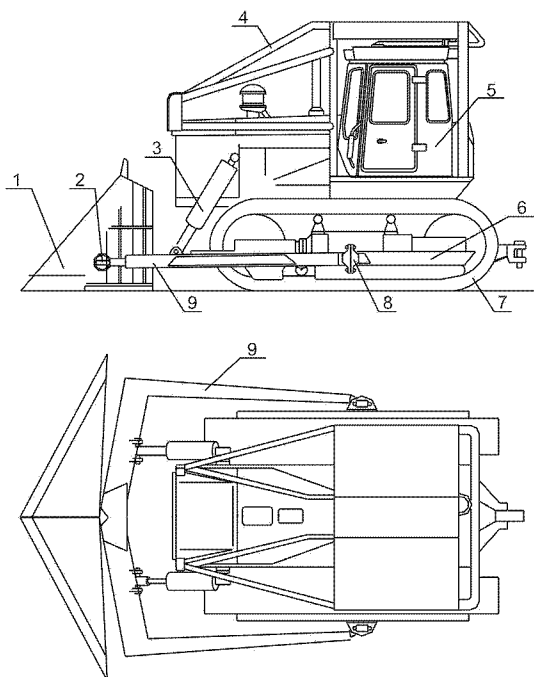


Рисунок 10.5 – Конструктивная схема кустореза:

- 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

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.

Срезка кустарника совмещается с удалением дерна, т. к. отвал заглубляется на 3–5 см. Поэтому кустарник и мелколесье (с диаметром стволов до 15 см) срезаются, не оставляя пней.

Максимальный диаметр срезанных деревьев (за несколько проходов) достигает 40 см в зависимости от породы дерева.

По типу рабочего органа различают ножевые и фрезерные кусторезы. Наибольшее распространение имеют ножевые двухотвальные кусторезы с прямыми и пилообразными ножами и гидравлическим управлением.

В процессе работы кустореза 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 10.6), которую можно разложить на составляющие T_p (усилие резания) и T_n (усилие подачи

или скалывания). При работе кусторез преодолевает силы сопротивления. Со стороны дерева (это наиболее тяжелый случай) 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_p ;

б) перпендикулярно режущему лезвию – сила сопротивления скалыванию P_n . Кроме того, вдоль режущего лезвия действует сила, препятствующая перемещению ножа относительно дерева – сила трения $P_{тр}$. Очевидно, что кусторез может работать только при условии: $P_p > P_{тр}$ (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,

$$M_{пов} = P_n l_n - (P_p + P_{тр}) l_p, \quad (10.5)$$

где

$$P_{тр} = \mu_d P_n, \quad (10.6)$$

где μ_d – коэффициент трения металла по древесине ($\mu_d = 0,25$).

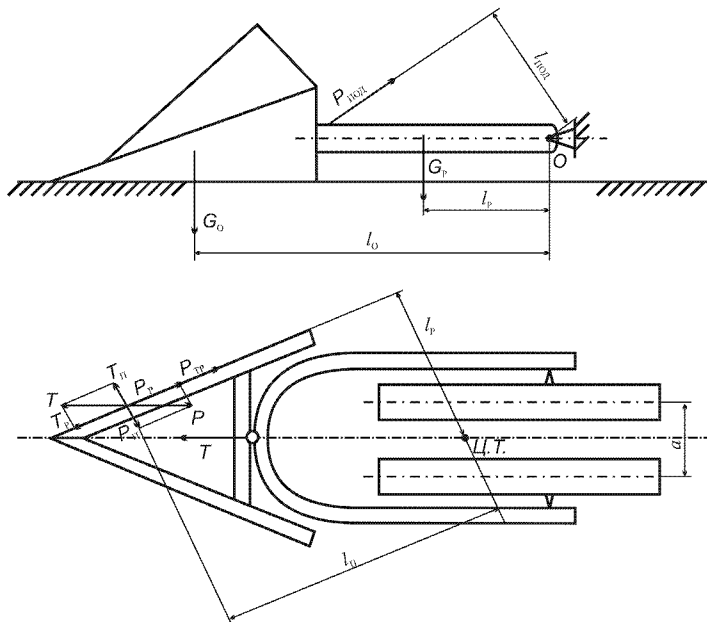


Рисунок 10.6 – Расчетная схема для определения усилий на рабочем органе кустореза

Противодействие повороту и сохранение прямолинейности движения обеспечивают силы сцепления между гусеницами и грунтом. Момент сопротивления повороту с учетом этих сил

$$M_{с.п} = \frac{a}{2} \varphi_{\Gamma} G_{\kappa}, \quad (10.7)$$

где a – ширина колеи, м;

φ_{Γ} – коэффициент сцепления гусениц с грунтом;

G_{κ} – сила тяжести кустореза, Н.

Таким образом, прямолинейность движения кустореза не нарушится, если $M_{с.п} > M_{пов}$, т. е. $\frac{M_{с.п}}{M_{пов}} > 1$.

Для подъема отвала кустореза (см. рисунок 10.6) требуется усилие $P_{под}$, которое можно найти из уравнения моментов сил $\sum M_0 = 0$ относительно точки крепления рамы к тележке с учетом сил тяжести отвала G_o и рамы G_p .

Последовательность общего расчета такая же, как и расчета бульдозеров.

Производительность кустореза

$$\Pi_{тех} = \frac{BL_{p.x}}{\left(\frac{L_{p.x}}{v_{p.x}} + t_{пов} \right) n}, \quad (10.8)$$

где B – ширина захвата, м;

$L_{p.x}$ – длина участка (от поворота до поворота), м;

n – число проходов (по одному месту);

$t_{пов}$ – время одного поворота в конце участка ($t_{пов} = 90 \dots 120$ с).

10.3 Корчеватели

Корчеватель представляет собой базовую машину с навесным рабочим органом со специальными зубьями (рисунок 10.7). Он предназначен для корчевки и уборки пней диаметром до 50 см, расчистки участков от камней, корней, сваленных деревьев. Его можно использовать и для рыхления грунта.

Имеется два варианта корчевателей: с передней и задней навесками рабочего оборудования.

Конструкция корчевателя с задним расположением рабочего оборудования подобна конструкции рыхлителя.

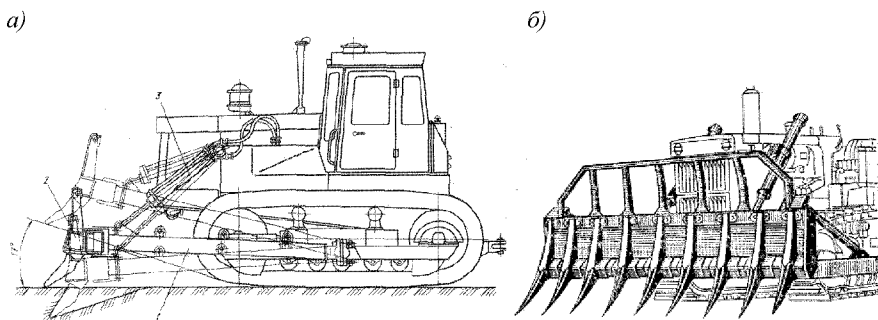


Рисунок 10.7 – Корчеватель:

a – конструктивная схема; *б* – рабочий орган;

1 – толкающая рама; 2 – рабочий орган (отвал с зубьями); 3 – гидроцилиндры

Наибольшее распространение имеют корчеватели с передним расположением рабочего оборудования, устройство которых аналогично устройству бульдозеров. Его рабочий орган – это решетчатый отвал с зубьями, который устанавливается на универсальной раме, укрепленной на гусеничных тележках трактора. Зубья располагаются в нижней части отвала, который с помощью шарового шарнира крепится к универсальной толкающей раме трактора.

Корчеватели с передней навеской различаются размерами и частотой расположения зубьев. Машину с более мелкими зубьями называют корчевателем-собирателем. Он производит корчевку кустарника и пней диаметром до 30 см. При корчевании зубья заглубляются в грунт (за 0,5–0,75 м от пня), после чего отвал приподнимается.

В ряде конструкций универсальных рам 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.

Уборку камней этой машиной производят в двух вариантах:

- 1) толкающим усилием, развиваемым тягачом;
- 2) подъемным усилием, создаваемым гидроцилиндрами механизма подъема (камней большей массы и с более значительной глубины).

Общий расчет корчевателей-собирателей выполняется аналогично расчету бульдозеров. Особенности расчета состоят в определении рабочих нагрузок.

Уравнение тягового баланса для корчевателей имеет следующий вид:

$$P_{\text{сц}} \geq k_{\text{д}} T_1 \geq W, \quad (10.9)$$

где $k_{\text{д}}$ – коэффициент динамичности;

T_1 – тяговое усилие трактора на первой передаче, Н.

Суммарное сопротивление передвижению, Н,

$$W = W_p + W_{\text{пер}} + W_k, \quad (10.10)$$

где W_p – сопротивление резанию грунта;

$W_{\text{пер}}$ – сопротивление перемещению камней, корней и др.;

W_k – сопротивление перемещению корчевателя.

Сопротивление резанию

$$P_p = P_{\text{сред}} F_{\text{ср}}, \quad (10.11)$$

где $P_{\text{сред}}$ – средняя удельная сила резания (т. е. давления) грунта с корнями, Н,

$$P_{\text{сред}} = \begin{cases} 40 \dots 50 \text{ кПа} & \text{– для дерна,} \\ 100 \dots 200 \text{ кПа} & \text{– с большим содержанием корней кустарника;} \end{cases}$$

$F_{\text{ср}}$ – площадь поперечного сечения среза, м².

Сопротивление перемещению камней, корней

$$P_{\text{пер}} = G_{\text{пер}} f_1, \quad (10.12)$$

где $G_{\text{пер}}$ – сила тяжести перемещаемых корней и др., Н;

f_1 – коэффициент сопротивления перемещению,

$$f_1 = \begin{cases} 0,5 \dots 0,6 & \text{– для камней,} \\ 0,4 \dots 0,5 & \text{– для кустов и деревьев.} \end{cases}$$

Сопротивление перемещения корчевателя

$$W_k = G_k (f + i), \quad (10.13)$$

где G_k – сила тяжести корчевателя, Н;

f – коэффициент сопротивления передвижению ($f = 0,08 \dots 0,15$);

i – уклон пути.

Производительность корчевателя находится по той же формуле, что и кустореза:

$$\Pi_{\text{тех}} = \frac{BL_{\text{р.х}}}{\left(\frac{L_{\text{р.х}}}{v_{\text{р.х}}} + t_{\text{пов}} \right) n}. \quad (10.14)$$

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. К основным направлениям их развития относятся мероприятия, расширяющие их технологические возможности и повышающие эффективность их эксплуатации в различных грунтах:

1) совершенствование конструкции рабочих органов путем повышения их подвижности в горизонтальной и вертикальной плоскостях;

2) совершенствование системы управления положением рабочего органа при изменении угла рыхления, вылета стойки зубьев, шага и бокового выноса зубьев;

3) оснащение рыхлителей системами автоматического регулирования режимов эксплуатации и положения рабочих органов с учетом свойств разрабатываемых грунтов;

4) оснащение рыхлителей рабочими органами активного действия;

5) расширение типоразмерного ряда базовых тракторов;

6) расширенное использование унифицированных блочно-модульных агрегатов тракторов и узлов рабочего оборудования.

Скрепер (от английского *scrape* – скрести) – это землеройно-транспортная машина с ковшовым рабочим органом, которая производит копание, перемещение, отсыпку и разравнивание грунта I–IV категорий (при дальности транспортирования 100–5000 м).

Они наиболее продуктивны при разработке однородных песчано-глинистых грунтов. Их не рекомендуется применять на вязких и липких грунтах. Для ускорения наполнения ковша часто применяют толкачи, увеличивающие силу тяги (бульдозеры со специальными отвалами). Считают, что скрепер наиболее эффективен при разработке связных грунтов, перемещении их на расстояния до 2200 м по трассам с подъемами $\alpha \leq 6^\circ$ (для груженых) и $\alpha \leq 12^\circ$ (для порожних машин).

Скрепер (рисунок 11.1) состоит из следующих основных частей:

- 1) рабочего оборудования (ковша с рабочими исполнительными механизмами, чаще всего с передней заслонкой и выдвигной задней стенкой);
- 2) ходового оборудования;
- 3) привода (двигателя или двигателей, трансмиссии и системы управления);
- 4) сцепного устройства;
- 5) буферного устройства;
- 6) тягача.

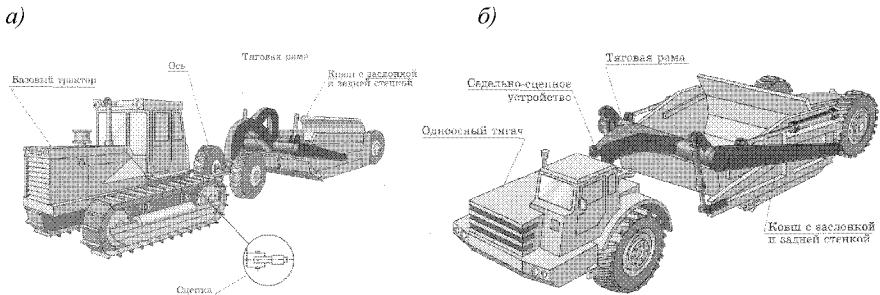


Рисунок 11.1 – Скрепер:
а – прицепной; б – самоходный

Скреперы классифицируют по следующим основным признакам:

1) *по вместимости ковша* – малая – 6 м^3 ; средняя – $6\text{--}12 \text{ м}^3$; большая – $15\text{--}25 \text{ м}^3$; особо большая – более 25 м^3 ;

2) *по способу агрегатирования с тягачом* – прицепные, полуприцепные, самоходные.

К прицепным скреперам относятся двухосные машины (т.е. скреперы, которые без тягача принимают транспортное положение), к полуприцепным – одноосные скреперы, у которых тягачи двухосные или гусеничные.

Самоходные скреперы имеют одноосный тягач и скреперное оборудование с задними ведомыми колесами, т.е. являются одномоторными. Геометрическая вместимость ковша по типоразмерам составляет 8; 10; 15; 25 и 40 м^3 (при заглублении 150–300 мм). К самоходным относят также скреперы, имеющие мотор-колеса, т.е. снабженные двигателями (электрическими или гидравлическими) на каждое заднее колесо.

У самоходных и полуприцепных скреперов сила тяжести G_M передается в основном на ведущие колеса, что способствует увеличению силы сцепления $P_{\text{сц}}$. Например, у самоходных скреперов сцепная сила тяжести $G_{\text{сц}} = 0,48G_M$, а у прицепных – только $0,29G_M$;

3) *по способу загрузки ковша*:

а) со свободной загрузкой (наполнение ковша происходит под давлением срезаемой стружки при действии тягового усилия);

б) с принудительной загрузкой (подъем грунта в ковш производится элеватором, шнеком и др.).

При свободной загрузке развивается большое сопротивление наполнению ковша, но конструкция скрепера значительно проще;

4) *по способу разгрузки ковша*:

а) со свободной разгрузкой вперед или назад (путем опрокидывания ковша);

б) со щелевой разгрузкой (днище, поворачиваясь, выводится из-под грунта и в конечном положении наклоняется к горизонту под углом $72\text{--}75^\circ$);

в) с принудительной разгрузкой (задняя стенка выталкивает грунт, как щит);

5) *по типу трансмиссии* – с гидравлической и электрогидравлической трансмиссией;

6) *по конструкции ходового оборудования* – одноосные и двухосные скреперы;

7) *по схеме подвески ковша* – рамной конструкции (ковш шарнирно установлен в основной раме) и безрамной, при которой ковш служит рамой, а его вес передается непосредственно на ось. Большинство современных скреперов имеют безрамную конструкцию.

Основным рабочим органом является ковш. Это емкость, открытая спереди и сверху, ограниченная днищем, боковыми и задней стенками, оснащенная ножами.

Боковые стенки, режущая часть, остальные (неподвижные относительно друг друга) элементы конструкции соединены вместе посредством каркаса, который служит также для соединения ковша с подвижными элементами конструкции (заслонкой и др.), ходовым и сцепным устройствами, исполнительными механизмами рабочего оборудования (рисунок 11.2).

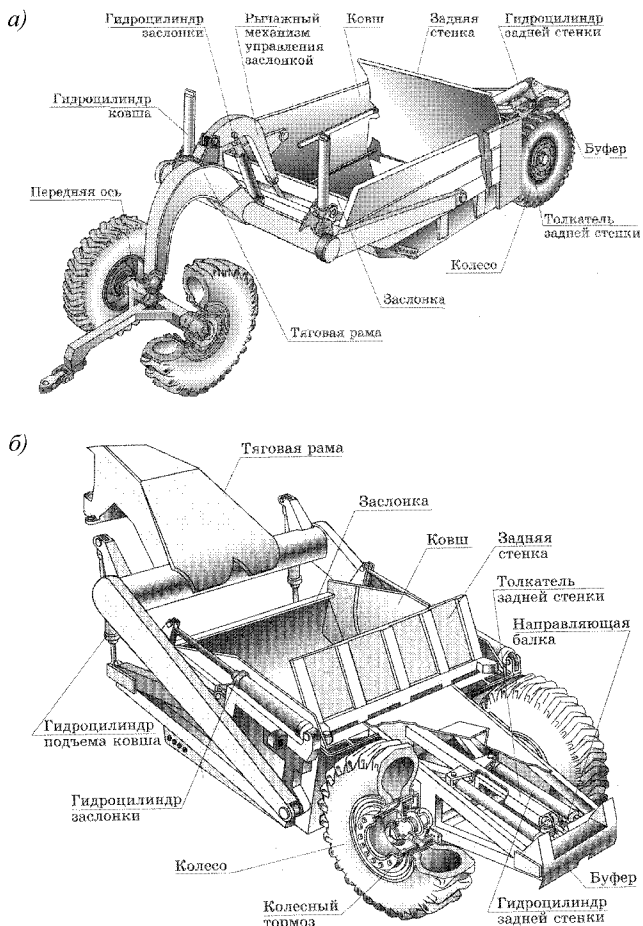


Рисунок 11.2 – Рабочее оборудование скрепера:
a – прицепного; *б* – самоходного

Спереди (рисунок 11.3) ковш 5 закрыт передней заслонкой 3, соединенной с ним шарнирно. Задней частью ковш опирается на ось задних колес, а в передней части он соединен (упряжными шарнирами) с боковыми балка-

ми 9 тяговой рамы, относительно которой он может изменять свое положение в вертикальной плоскости. Тяговая П-образная рама своей передней балкой 1 (чаще всего изогнутой в вертикальной плоскости) соединена с тягачом непосредственно или через тележку. Опорой тяговой рамы является универсальный шарнир, позволяющий прицепной части поворачиваться относительно тягача или тележки в любых направлениях. К подножевой плите крепят сменные двухлезвийные ножи 10 (два боковых и средний). Ковш снабжен выдвижной задней стенкой 6, управляемой гидроцилиндрами 7.

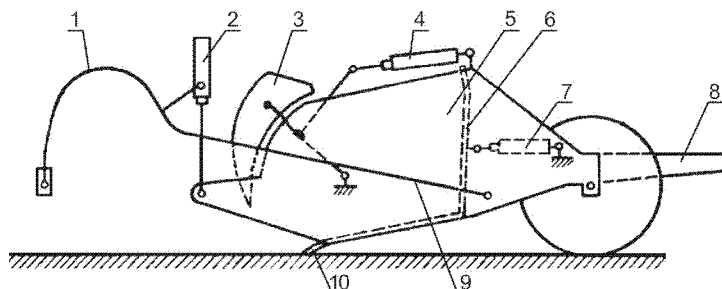


Рисунок 11.3 – Устройство рабочего органа скрепера:

- 1 – хобот тяговой рамы; 2 – гидроцилиндр управления ковшом; 3 – передняя заслонка;
- 4 – гидроцилиндр управления передней заслонкой; 5 – ковш; 6 – задняя стенка;
- 7 – гидроцилиндр управления задней стенкой; 8 – буфер;
- 9 – боковые балки (упряжные тяги) тяговой рамы; 10 – ножи

Рабочий процесс скрепера состоит из операций копания грунта и заполнения им ковша, транспортирования грунта в ковше к месту укладки, разгрузки ковша и возвращения машины на исходную позицию следующего рабочего цикла (рисунок 11.4).

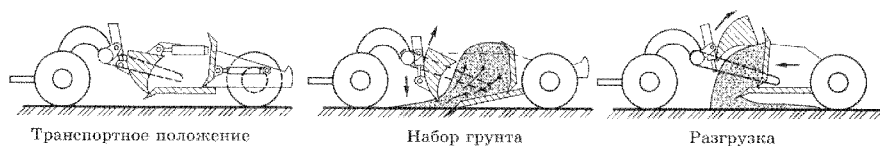


Рисунок 11.4 – Рабочий цикл скрепера

Вначале ковш (с помощью гидроцилиндров 2) опускают на грунт и открывают заслонку (с помощью гидроцилиндров 4) 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. Толщину срезаемого грунта регулируют положением ковша и передней заслонки. Затем ковш поднимают в транспортное поло-

жение и перемещают к месту разгрузки (укладки), которую производят с помощью задней стенки 6 (она выталкивает грунт). После чего в порожнем состоянии скрепер возвращают к месту начала копания.

Наиболее распространенной машиной является самоходный скрепер (рисунок 11.5) – двухосная пневмоколесная машина (одноосный тягач и полуприцепное одноосное скреперное оборудование). На тягаче имеются два гидроцилиндра для его поворота относительно рабочего органа (в плане).

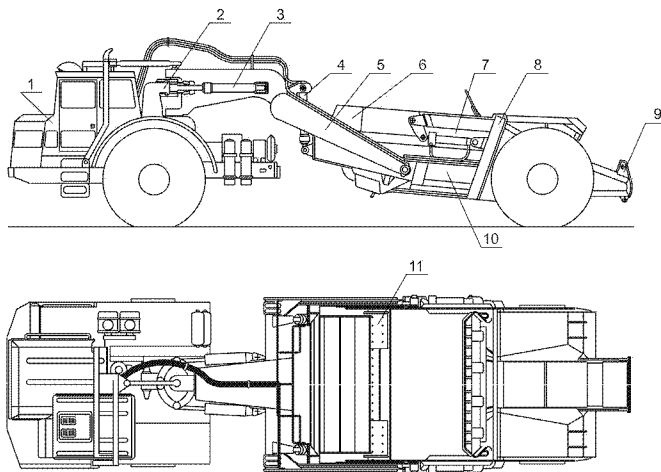


Рисунок 11.5 – Конструктивная схема самоходного скрепера:

1 – тягач; 2 – седельно-сцепное устройство; 3 – гидроцилиндр поворота; 4 – гидроцилиндр подъема-опускания ковша; 5 – тяговая рама; 6 – передняя заслонка; 7 – гидроцилиндр управления заслонкой; 8 – задняя стенка; 9 – буферное устройство; 10 – ковш; 11 – ножи

Самоходные скреперы выполняют по конструктивной схеме шарнирно-сочлененных машин. Их особенностью (как шарнирно-сочлененных машин) является отсутствие управляемых колес. Поворот производят поворотом в плане одной секции относительно другой вокруг вертикальной оси сочленяющего шарнира посредством специальной системы поворота.

Сочленяющий шарнир имеет две взаимно перпендикулярные оси. Горизонтальная ось связана с тягачом (параллельно его продольной оси) и обеспечивает боковые крены тягача относительно скреперного оборудования. Вертикальная ось шарнира центрируется в оголовке хобота и обеспечивает поворот в плане передней секции относительно задней для изменения направления движения машины в целом.

Сцепное устройство служит для передачи тягового усилия от тягача и обеспечения поворота скрепера. Сцепное устройство дает возможность относительного поворота тягача и скрепера в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Как отмечалось, на подножевой плите устанавливают секционные съемные ножи. Режущая часть ножа должна иметь минимально допустимый угол резания (не более 30°). Он имеет различную форму (рисунок 11.6):

а) с прямолинейной кромкой (используют только для планировочных работ из-за большой энергоемкости);

б) с выступающей средней частью (энергоемкость работ меньше, а толщина среза в средней части больше, что улучшает условия продвижения стружки и заполнения ковша);

в) с полукруглой кромкой (имеет те же преимущества, что и с выступающей средней частью).

Постановка зубьев снижает энергоемкость процесса, но затрудняет передвижение стружки в ковше. Обычно их используют при элеваторной загрузке и при разработке грунтов с твердыми включениями.

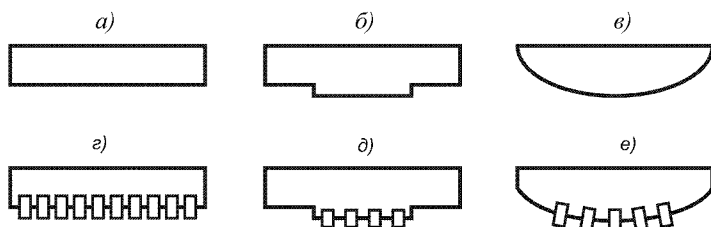


Рисунок 11.6 – Схемы ножей режущей части ковша:

а – с прямолинейной кромкой; б, в – с выступающей средней частью;
г – прямолинейный с зубьями; д, е – с зубьями на выступающей средней части

Заслонка ковша увеличивает его вместимость и обеспечивает направленный напор грунтовой стружки, которая поступает в ковш сквозь щель между заслонкой и ножом. Заслонка состоит из корпуса (обычно цилиндрической формы), боковых стенок и рычагов с проушинами для крепления к боковым стенкам ковша.

Задняя стенка ковша (выдвижная) выполняется как щит, который под действием гидроцилиндров может двигаться вдоль ковша, выталкивая грунт.

Тяговая (П-образная) рама соединяет тягач с ковшом, воспринимает нагрузку от веса ковша и передает ему усилия от тягача. Ее основные элементы:

- стойка (из литья), которая имеет две проушины для пальцев оси вращения шкворня сцепного устройства;

- хобот (криволинейный брус коробчатого сечения);

- поперечная балка (передняя);

- упряжные тяги (боковые балки).

Буферное устройство служит для восприятия толкающего усилия от толкача и имеет вид упора, выступающего в задней части скрепера за габариты ходового устройства. Для снижения динамических нагрузок применяют амортизаторы, например барабаны на подшипниковых опорах.

Ходовое устройство скреперов пневмоколесное (только в тягачах прицепных скреперов используют гусеничное).

Гидравлическая система управления рабочими органами (рисунок 11.7) обеспечивает:

- подъем и опускание ковша и заслонки;
- выдвижение и возврат задней стенки;
- поворот скрепера.

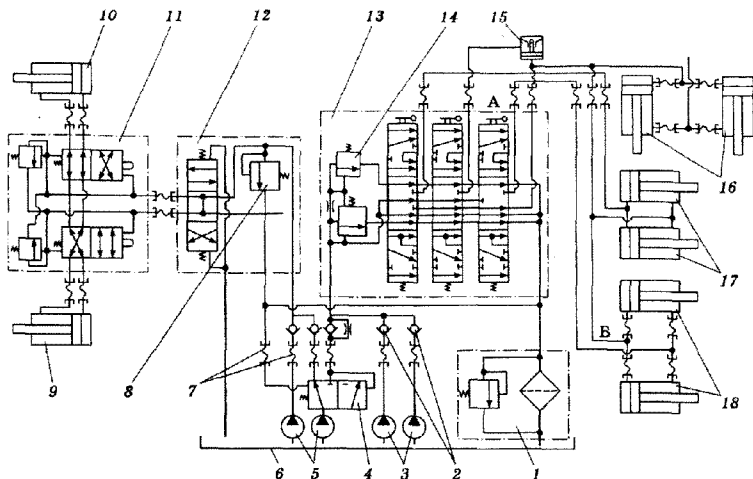


Рисунок 11.7 – Схема гидросистемы скрепера:

1 – масляный фильтр; 2 – обратный клапан; 3, 5 – насос; 4 – переключатель насоса; 6 – бак; 7 – рукав высокого давления; 8, 14 – предохранительный клапан; 9, 10 – гидроцилиндр рулевого управления; 11 – золотниковая коробка; 12 – рулевой механизм; 13 – гидрораспределитель; 15 – гидрозамок; 16 – 18 – гидроцилиндры ковша, задней стенки и заслонки; А, Б – гидролинии

Насосы гидросистемы приводятся в действие от коробки отбора мощности базового тягача. Раздельное управление гидроцилиндрами осуществляют распределителями, установленными в кабине.

Параметры скрепера. Главный параметр – геометрическая вместимость ковша (q_k). *Основные параметры* – мощность двигателя, масса машины, ее габаритные размеры, ширина и максимальная толщина срезаемого грунта (рисунок 11.8), колесная база скрепера, рабочая и транспортная скорости, распределение силы тяжести по осям скрепера.

Сила тяжести самоходного скрепера складывается из сил тяжести тягача и скрепера. Для одноосного тягача

$$G_{T,O} = (40 \dots 45)N, \quad (11.1)$$

где N – мощность тягача, кВт.

Распределение силы тяжести по осям для самоходного скрепера, %:
 – порожнего – на переднюю ось – 70, на заднюю – 30,
 – загруженного – на переднюю ось – 50, на заднюю – 50.

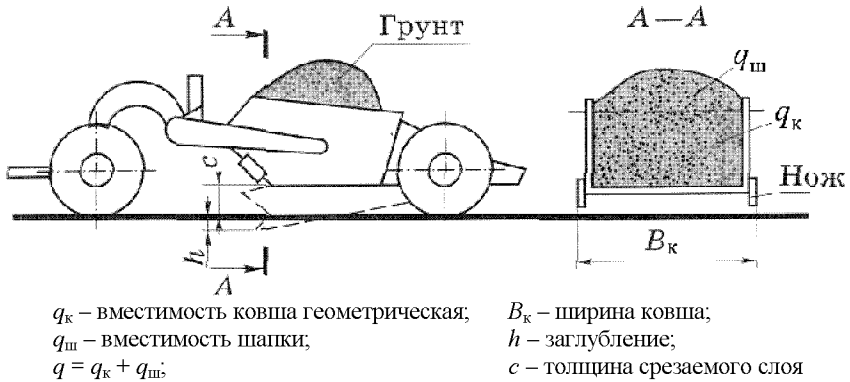


Рисунок 11.8 – Основные геометрические параметры скрепера

Габариты скрепера включают длину L , ширину B и высоту H . Для самоходных скреперов

$$L = 5,3\sqrt[3]{q_k}, \quad B = (1,44 \dots 1,52)\sqrt[3]{q_k}, \quad H = (1,44 \dots 1,50)\sqrt[3]{q_k}. \quad (11.2)$$

Продольная колесная база самоходных скреперов

$$L_{\text{б}} = 3,3\sqrt[3]{q_k}. \quad (11.3)$$

Поперечная колесная база – обычно такая же, как у тягачей. Если нет данных, тогда

$$B_{\text{б}} = (0,32 \dots 0,34)\sqrt[3]{q_k}. \quad (11.4)$$

Отметим, что во всех формулах, где есть диапазон коэффициентов, бóльшие значения – для скреперов меньшей вместимости и мощности.

Как отмечалось, главный параметр ковша – его вместимость (q_k), а основные – L_k, B_k, H_k .

С уменьшением высоты и длины, увеличением ширины ковша сопротивление грунта снижается. Однако для скрепера с большой вместимостью ковша увеличивать B_k нельзя по транспортным соображениям.

Поэтому для ковшей $10 < q_k < 25 \text{ м}^3$ наиболее приемлемыми являются следующие размеры (с учетом формул подобия):

$$L_{\text{к}} = (0,73 \dots 0,79) \sqrt[3]{q_{\text{к}}} ; \quad (11.5)$$

$$B_{\text{к}} = (1,20 \dots 1,30) \sqrt[3]{q_{\text{к}}} ; \quad (11.6)$$

$$H_{\text{к}} = (0,64 \dots 0,68) \sqrt[3]{q_{\text{к}}} ; \quad (11.7)$$

$$L_{\text{к}} = (1,4 \dots 1,8) H_{\text{к}} , \quad H_{\text{к}} = (0,4 \dots 0,6) B_{\text{к}} . \quad (11.8)$$

Обычно по условиям проходимости скрепера

$$B_{\text{к}} = K_{\text{тяг}} + b + 2\Delta b , \quad (11.9)$$

где $K_{\text{тяг}}$ – колея одноосного тягача, м;

b – ширина пневмошины, м;

Δb – зазор между наружным краем шины и поверхностью боковой стенки ковша ($\Delta b = 0,03 \dots 0,06$ м).

Привод. Для самоходных (и полуприцепных двухосных) скреперов используют четырехтактные дизельные двигатели мощностью до 405 кВт: 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 (они приспособлены к введению автоматического переключения передач с помощью микропроцессорных систем управления). Применяемые гидротрансформаторы имеют высокий КПД (и прочие достоинства).

Тяговый расчет скрепера. Его следует производить для транспортного и рабочего режимов.

Для рабочего режима этот расчет выполняют при решении следующих задач:

- 1) по заданной $q_{\text{к}}$ определяют потребную силу тяги и по ней подбирают тягач;
- 2) по заданному типу тягача определяют $q_{\text{к}}$ скрепера.

Возникающие при работе скрепера сопротивления связаны с процессом копания. Сила сопротивления развивается в процессе наполнения ковша грунтом и достигает максимальных значений в конце копания – на заключительной стадии заполнения ковша. Это положение и принимается за расчетное.

Тяговое усилие расходуется на преодоление ряда сопротивлений, возникающих при копании:

- 1) сопротивление грунта резанию ($W_{\text{р}}$);
- 2) сопротивление перемещению призмы волочения ($W_{\text{п}}$);
- 3) сопротивление заполнению ковша ($W_{\text{зап}}$);
- 4) сопротивление перемещению машины ($W_{\text{пер}}$).

Тогда

$$W = W_p + W_{\Pi} + W_{\text{зап}} + W_{\text{пер}} \quad (11.10)$$

В данной формуле:

1) W_p определяется по выражению

$$W_p = KB_{\kappa}c, \quad (11.11)$$

где K – удельное сопротивление грунта резанию (из таблицы 11.1).

Таблица 11.1 – Значения удельных сопротивлений грунта резанию

Грунт	K , МПа
Пески	0,05–0,07
Супеси и суглинки	0,08–0,10
Тяжелые суглинки и глины	0,10–0,12

Принимать $K > 0,12$ МПа не следует, в этом случае необходимо предварительно рыхлить грунт.

Ширина ковша скрепера B_{κ} определяется конструктивно:

$$B = B_{\kappa}, \quad (11.12)$$

Где B – длина ножа ковша скрепера, м.

Толщина срезаемого слоя c , м, определяется из таблицы 11.2.

Таблица 11.2 – Значения толщины срезаемого слоя ковшами разной вместимости

q_{κ} , М ³	6	10	15
	c , м		
Суглинки	0,04–0,06	0,08–0,10	0,12–0,14
Супеси	0,06–0,08	0,10–0,12	0,14–0,16

Эти данные верны для прямого ножа (т.е. для самой простой формы), для ступенчатого – формула немного сложнее;

2) W_{Π} – сопротивление перемещению призмы волочения определяют из формулы

$$W_{\Pi} = G_{\text{пр}}(f_1 \pm i) = q_{\text{пр}}\rho_{\Gamma}g(f_1 \pm i) \frac{1}{\kappa_p}, \quad (11.13)$$

где $G_{пр}$ – сила тяжести призмы волочения, Н;
 $q_{пр}$ – объем призмы волочения, m^3 , $q_{пр}$ (в % от q_k) можно найти из таблицы 11.3;
 ρ_r – плотность грунта, kg/m^3 ;
 f_1 – коэффициент трения грунта по грунту ($f_1 = 0,3 \dots 0,5$ – большие значения для песчаных грунтов);
 i – уклон местности;
 κ_p – коэффициент разрыхления грунта.

Таблица 11.3 – Значения объема призмы волочения при разных вместимостях ковша

Грунт	$q_{пр}$ (%) при вместимости ковша, m^3		
	6	10	15
Песок	26	28	32
Супесь	22	17	16
Суглинок	10	10	9
Глина	10	5	5

Кроме того, $W_{п}$ можно найти, зная геометрические параметры грунта в ковше:

$$W_{п} = yB_{к}H_{г}^2\rho_{г}(f_{1} \pm i), \quad (11.14)$$

где y – коэффициент объема призмы волочения перед заслонкой и ножами ковша ($y = 0,5 \dots 0,7$; большие значения относятся к сыпучим грунтам);

$B_{к}$ – ширина ковша, м;

$H_{г}$ – высота наполнения грунтом (высота грунта в ковше), м.

3) $W_{зап}$ – сопротивление заполнению ковша включает две составляющие:

а) сопротивление силы тяжести поднимаемого столба грунта, поступающего в ковш:

$$W'_{зап} = g\rho_{г}B_{к}cH_{г}, \quad (11.15)$$

$H_{г}$ можно найти из таблицы 11.4.

Таблица 11.4 – Значения высоты наполнения ковшей разной вместимости

$q_{к}, m^3$	2,25	6	10	15
$H_{г}, м$	1,00–1,13	1,25–1,5	1,8–2,0	2,3

б) сопротивление трению грунта в ковше, которое возникает в результате сил давления P боковых призм, располагающихся по обе стороны столба грунта, при его перемещении в вертикальном направлении внутри ковша:

$$W''_{\text{зап}} = 2Pf_1 = xB_{\text{к}}H_{\text{г}}^2\rho_{\text{г}}g, \quad (11.16)$$

где

$$x = \frac{\text{tg}\varphi_1}{1 + \text{tg}^2\varphi_1} = \frac{1}{2}\sin 2\varphi_1, \quad (11.17)$$

где φ_1 – угол внутреннего трения грунта (из таблицы 11.5).

Таблица 11.5 – Значения углов внутреннего трения для разных видов грунтов

Грунт	μ, град	x
Глина	14–19	0,24–0,31
Суглинок	24–30	0,37–0,44
Песок	35–45	0,46–0,50

Заполнение ковша происходит в три стадии:

I – заполняется нижняя часть ковша;

II – заполняется внутренний объем возле заслонки;

III – заполняется верхняя часть ковша (грунт пробивается через уже находящийся в ковше грунт, преодолевая сопротивление сил внутреннего трения и силы собственной тяжести);

4) $W_{\text{пер}}$ – сопротивление перемещению скрепера,

$$W_{\text{пер}} = (G_{\text{с}} + G_{\text{г}})(f \pm i), \quad (11.18)$$

где $G_{\text{с}}$ – сила тяжести скрепера, Н;

f – коэффициент сопротивления передвижению (или качению колес):

$$f = \begin{cases} 0,15 \dots 0,20 & \text{– плотные грунты,} \\ 0,25 \dots 0,30 & \text{– пески;} \end{cases}$$

$G_{\text{г}}$ – сила тяжести грунта в ковше,

$$G_{\text{г}} = \frac{q_{\text{к}}\rho_{\text{г}}gK_{\text{н}}}{\kappa_{\text{р}}}, \quad (11.19)$$

где $\kappa_{\text{н}}$ – коэффициент наполнения (из таблицы 11.6);

$\kappa_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления (из таблицы 11.7).

Таблица 11.6 – Значения коэффициента наполнения для разных видов грунтов

Грунт	κ_n	
	без толкача	с толкачом
Сухой песок	0,5–0,7	0,8–1,0
Супесь и средний суглинок	0,8–0,9	1,0–1,2
Тяжелый суглинок и глина	0,6–0,8	0,9–1,2

Коэффициент наполнения $\kappa_n > 1$, т. к. $\kappa_n = \frac{q}{q_k}$, где q_k – геометрическая вместимость ковша, а наполнение возможно с «шапкой» грунта и $q > q_k$.

Таблица 11.7 – Значения коэффициента разрыхления для разных видов грунтов

Грунт	Влажность, %	ρ , г/см ³	κ_p
Песок сухой	–	1,5–1,6	1,0–1,2
Песок влажный	12–15	1,6–1,7	1,1–1,2
Легкая супесь	7–10	1,5–1,7	1,1–1,2
Супесь и суглинок	4–6	1,6–1,8	1,2–1,4
Средний суглинок	15–18	1,6–1,8	1,2–1,3
Сухой пылевидный суглинок	8–12	1,6–1,8	1,3–1,4
Тяжелый суглинок	17–19	1,65–1,80	1,2–1,3
Сухая глина	–	1,7–1,8	1,2–1,3

Итак, все составляющие сопротивлений найдены.

Для работы полуприцепных и самоходных скреперов необходимо, чтобы

$$P_o \geq W, \quad (11.20)$$

где P_o – максимальная окружная сила на шинах ведущих колес скрепера, Н.

Если мощности силовой установки скрепера недостаточно для преодоления сил сопротивления, тогда используют толкач (бульдозер со специальным коротким отвалом).

В этом случае уравнение приобретает вид

$$P_o + T_{\text{тол}}\kappa_o \geq W, \quad (11.21)$$

где $T_{\text{тол}}$ – тяговое усилие толкача, Н;

κ_o – коэффициент одновременности работы скрепера и толкача,

$\kappa_o = 0,85 \dots 0,90$.

Для работы прицепных скреперов необходимо, чтобы

$$T_{\text{max}} \geq W, \quad (11.22)$$

где T_{\max} – максимальное тяговое усилие на крюке тягача, Н.

При транспортировании

$$T \geq W_{\text{пер}}, \quad (11.23)$$

где $W_{\text{пер}}$ – сопротивление перемещению скрепера с грунтом (как повозки), Н.

Кроме того, необходимо произвести проверку возможности реализации тягового усилия по сцеплению:

$$G_{\text{сц}} \varphi_{\text{сц}} \geq P_o = W - \text{для самоходных скреперов}; \quad (11.24)$$

$$G_{\text{сц}} \varphi_{\text{сц}} \geq T_{\max} = W - \text{для прицепных}, \quad (11.25)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепная сила тяжести самоходного скрепера или тягача, Н;

$\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления.

Если указанные силовые условия не выполняются, то предпринимают следующие меры:

- 1) изменяют толщину срезаемого грунта;
- 2) изменяют скорость движения при наборе грунта;
- 3) применяют толкач при наборе грунта.

Мощность двигателя тягача для самоходного скрепера определяют по выражению

$$N_{\text{дв}} = \frac{Wv}{\eta}, \quad (11.26)$$

где v – рабочая скорость скрепера, м/с;

η – КПД передачи.

Для прицепного скрепера

$$N_{\text{дв}} = \frac{[G_{\text{т}}(f_0 \pm i) + W]v}{\eta}, \quad (11.27)$$

где $G_{\text{т}}$ – сила тяжести тягача, Н;

f_0 – коэффициент сопротивления качению тягача.

Если же известна мощность двигателя $N_{\text{дв}}$, то можно найти тяговое усилие

$$T_{\max} = 0,9P_o = 0,9W = 0,9 \frac{N_{\text{дв}} \eta}{v}. \quad (11.28)$$

Производительность скреперов можно определить по формуле

$$П = \frac{\kappa_{\text{в}} \kappa_{\text{н}} q_{\text{к}}}{\kappa_{\text{р}} T_{\text{ц}}}, \quad (11.29)$$

где $\kappa_{\text{в}}$ – коэффициент использования рабочего времени ($\kappa_{\text{в}} = 0,85$);

$\kappa_{\text{н}}$ – коэффициент наполнения $\left(\kappa_{\text{н}} = \frac{q_{\text{р}}}{q_{\text{к}}} \right) \kappa_{\text{н}} = 0,6 \dots 1,25$;

$q_{\text{к}}$ – вместимость ковша, м^3 ;

$\kappa_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления грунта в ковше ($\kappa_{\text{р}} = 1,1 \dots 1,4$);

$T_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, с;

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_3}{v_3} + \frac{l_{\text{т}}}{v_{\text{т}}} + \frac{l_{\text{р}}}{v_{\text{р}}} + \frac{l_{\text{п}}}{v_{\text{п}}} + 2t_{\text{пов}}, \quad (11.30)$$

l_3 – длина пути заполнения ковша, м;

v_3 – скорость движения на пути заполнения, м/с;

$l_{\text{т}}$ – длина пути транспортирования грунта, м;

$v_{\text{т}}$ – скорость транспортирования, м/с;

$l_{\text{р}}$ – длина пути разгрузки, м;

$v_{\text{р}}$ – скорость движения при разгрузке, м/с;

$l_{\text{п}}$ – длина пути порожнего скрепера, м;

$v_{\text{п}}$ – скорость движения порожнего скрепера, м/с;

$t_{\text{пов}}$ – время на поворот скрепера, $t_{\text{пов}} = 15 \dots 20$ с.

Скорости движения на различных стадиях:

1) при заполнении ковша

$$v_3 = (0,65 \dots 0,8)v_1, \quad (11.31)$$

где v_1 – скорость движения на первой передаче тягача, м/с;

2) при транспортировании грунта

$$v_{\text{т}} = \begin{cases} (0,55 \dots 0,75)v_{\text{max}} & \text{– на ровном участке,} \\ v_1 & \text{– на крутом подъеме,} \end{cases} \quad (11.32)$$

где v_{max} – скорость движения на высшей передаче, м/с;

3) при разгрузке ковша

$$v_1 \leq v_p \leq 0,75v_{\max} \quad (11.33)$$

в зависимости от условий разгрузки;

4) при движении порожнего скрепера

$$v_{\Pi} = \begin{cases} (0,75 \dots 0,85)v_{\max} & \text{— на ровном участке,} \\ v_2 & \text{— на подъемах,} \end{cases} \quad (11.34)$$

где v_2 — скорость движения на второй передаче, м/с.

Длину пути заполнения l_3 находят из выражения

$$l_3 = \frac{q_k K_n K_{\Pi}}{0,7 B_k c k_p}, \quad (11.35)$$

где k_{Π} — коэффициент, учитывающий потери грунта при образовании призмы волочения и боковых валиков, $k_{\Pi} = 1,2 \dots 1,6$.

Что касается длины пути разгрузки, то, по-видимому, можно использовать ту же формулу, что и для l_3 , но скорректировать толщину стружки.

Расчеты на прочность. Для определения внешних сил и расчета на прочность выбирают положения, при которых скрепер (его элементы) испытывают наибольшие нагрузки.

К активным силам, действующим на скрепер, относятся сила тяжести скрепера с грунтом, сила тяги и толкающая сила толкача.

К реактивным силам относятся реакции грунта, действующие на рабочий орган, а также реакции грунта, действующие на колеса (вертикальные и горизонтальные).

Эти силы не постоянны. И сила тяжести, и сила тяги достигают максимальных значений в конце наполнения.

Силу тяги определяют либо по мощности двигателя тягача, либо по условию сцепления ходового движителя с грунтом. Для самоходных и полуприцепных скреперов силу тяги удобно рассматривать как окружную силу P_{\circ} .

Расчеты на прочность производят для двух стадий процесса:

- 1) при резании грунта, а именно в конце стадии резания;
- 2) при его транспортировании.

Отметим, что при транспортировании (при прямолинейном движении) следует делать поправку на динамические нагрузки, которые в два раза превосходят статические (т. е. $G_{\text{дин}} = k_d G_{\text{ст}}$, где $k_d = 2$ — коэффициент динамичности).

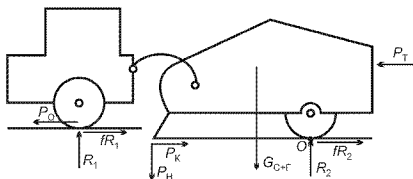


Рисунок 11.9 – Силовая схема скрепера в конце копания (начало выглубления ковша)

При работе скрепера (при копании) наибольшие нагрузки развиваются в конце копания и начале подъема ковша скрепера (это первое положение – рисунок 11.9).

Имеем систему уравнений:

$$\begin{cases} \sum M_o = 0, \\ \sum X = 0, \\ \sum Y = 0, \end{cases} \quad (11.36)$$

отсюда находим R_1 , R_2 и P_K .

Кроме того, горизонтальную составляющую P_K можно определить из условия тягового баланса с некоторыми допущениями:

- 1) призма волочения отсутствует, т. е. $W_{пр} = 0$ (работа на плотных грунтах);
- 2) движение осуществляется по горизонтальному участку ($i = 0$), тогда

$$P_K = P_o - W_{пер}.$$

Второе положение – скрепер опирается на нож с вывешенными задними колесами.

В транспортном положении нагрузки определяют для двух случаев: прямолинейное движение (рисунок 11.10) и поворот.

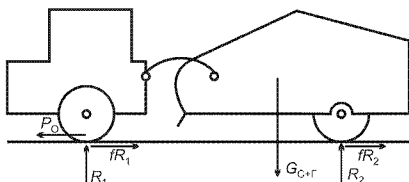


Рисунок 11.10 – Силовая схема скрепера в транспортном режиме

Для прямолинейного движения реакции находят из системы уравнений:

$$\begin{cases} \sum M_o = 0, \\ \sum X = 0, \\ \sum Y = 0. \end{cases} \quad (11.37)$$

Условие движения получают из уравнения $\sum X = 0$:

$$P_o \geq f(R_1 + R_2), \quad (11.38)$$

где f – коэффициент сопротивления передвигению.

Следует иметь в виду, что сила тяжести груженого скрепера состоит из сил тяжести тягача, скреперного оборудования и грунта:

$$G_{c+г} = G_{тяг} + G_c + G_r. \quad (11.39)$$

Помимо традиционных общетехнических направлений развития скреперов, таких как обеспечение комфортных и безопасных условий работы, управление машиной и контроль за работой всех основных агрегатов с помощью бортовых компьютеров и микропроцессорных систем, расширенное применение модульной компоновки основных узлов и др., имеются также направления модернизации, связанные с особенностями конструкции и эксплуатации скреперов. Во-первых, это повышение производительности и снижение энергоемкости за счет ускоренного наполнения ковша с использованием различных приспособлений, включая двухщелевую загрузку ковша, его телескопическую форму, принудительную загрузку с помощью элеваторов скребкового, шнекового или роторного типа (рисунок 11.11), а также подвижные стенки ковша, обеспечивающие ускоренное продвижение грунта в ковш.

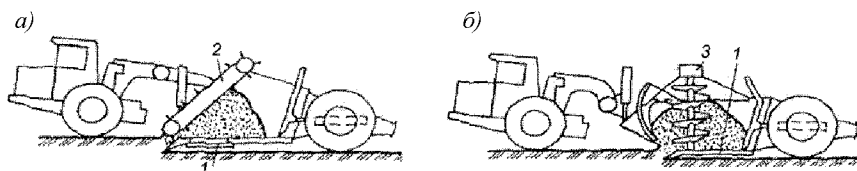


Рисунок 11.11 – Скреперы с принудительной загрузкой:

а – элеваторной; *б* – шнековой;

1 – днище ковша; 2 – элеватор; 3 – шнек

Во-вторых, это расширение технологических возможностей за счет применения скреперов для ремонта асфальтобетонных покрытий. Для этого скреперное оборудование демонтируют, оснащая машину агрегатами для срезания старого и укладки нового дорожного покрытия (рисунок 11.12).

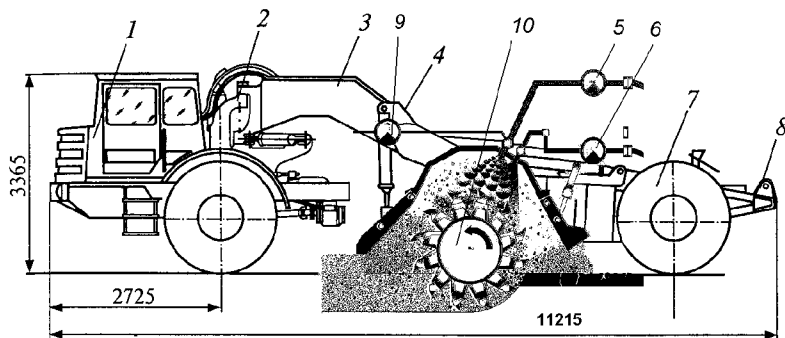


Рисунок 11.12 – Конструктивная схема рециклера на агрегатах скрепера МоАЗ-6014:

1 – одноосный тягач; 2 – седельно-цепное устройство; 3 – тяговая рама; 4 – гидроцилиндр; 5 – насос подачи вяжущего (битумной эмульсии); 6 – насос подачи воды; 7 – заднее колесо; 8 – буфер; 9 – устройство подачи активирующей добавки; 10 – фрезерный барабан

12 АВТОГРЕЙДЕРЫ

Автогрейдер (от латинского grade – нивелировать) – это землеройно-транспортная машина с отвальным рабочим органом. Он используется:

- 1) для планировочных работ;
- 2) профилирования земляного полотна железной дороги и автомобильных дорог;
- 3) возведения насыпей (до 1 м) из боковых резервов;
- 4) рытья и очистки канав и кюветов;
- 5) сооружения дорожных корыт;
- 6) смешения грунта, щебня или гравийных материалов с вяжущими веществами (битумом, цементом);
- 7) разрушения дорожного покрытия, очистки дорог и улиц от снега.

Основные рабочие операции автогрейдера представлены на рисунке 12.1.

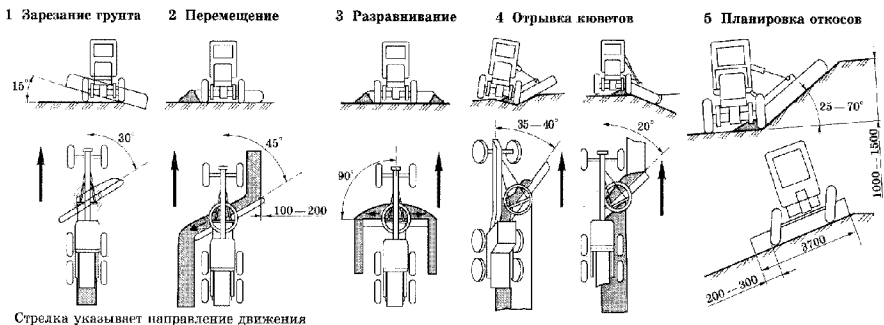


Рисунок 12.1 – Основные рабочие операции автогрейдеров

Автогрейдер состоит из силовой установки, трансмиссии, основной и тяговой рам, рабочих органов, ходовой части и механизмов управления (рисунок 12.2). Рабочим органом является отвал.

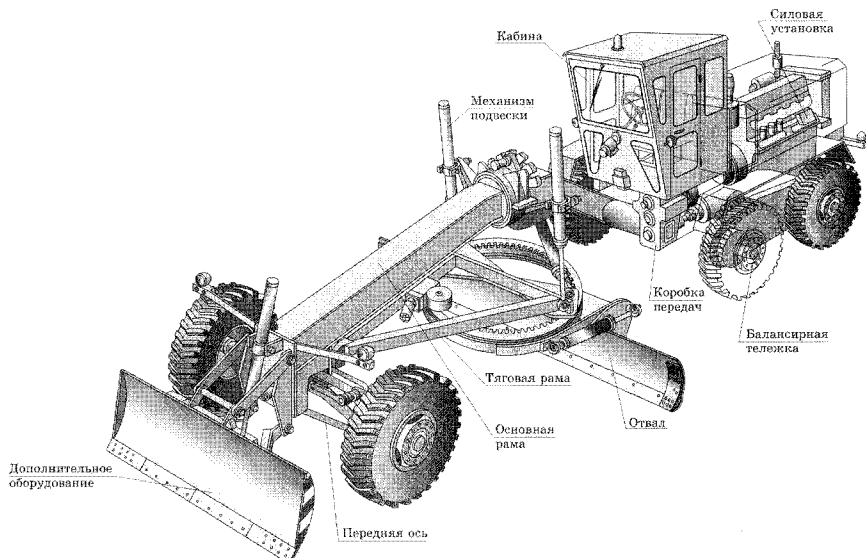


Рисунок 12.2 – Автогрейдер

Автогрейдеры классифицируют по нескольким основным признакам:

1) *по главному параметру – мощности двигателя и массе:*

- на легкие (45–50 кВт, масса – менее 10 т);
- средние (65–75 кВт, масса – 10–13 т);
- тяжелые (120–130 кВт, масса – 14–19 т);
- сверхтяжелые (270–320 кВт, масса – более 20 т).

Кроме этого, существует разделение на классы по мощности двигателя:

- класс 100 ($N = 90–120$ л.с.);
- класс 160 ($N = 135–200$ л.с.);
- класс 250 ($N = 240–300$ л.с.).

У классов 100 и 160 ведущими являются задние колеса, а у класса 250 – все колеса ведущие;

2) *по типу привода:*

- гидравлический;
- механический;
- комбинированный (электрогидравлический, пневмогидравлический);

3) *по числу осей:* двух- и трехосные. Тип колесной схемы (колесная формула) имеет обозначение

$$A \times B \times B,$$

где A – число осей с управляемыми колесами;

B – число ведущих осей;

B – общее число осей.

Автогрейдер снабжают следующим сменным оборудованием:

- 1) удлинителем и откосником (для увеличения ширины захвата при отделке откосов насыпей);
- 2) кирковщиком (для разрушения покрытий и рыхления грунта);
- 3) бульдозерным отвалом;
- 4) плужным снегоочистителем.

Для выполнения автогрейдером различных работ можно управлять положением рабочего органа следующим образом:

а) изменять положение отвала в горизонтальной плоскости вращением поворотного круга вокруг вертикальной оси на 360°;

б) изменять положение отвала в вертикальной плоскости подъемом или опусканием правого или левого конца тяговой рамы;

в) выносить отвал в стороны (от продольной оси автогрейдера или за пределы его колеи) путем поворота тяговой рамы (в горизонтальной плоскости) вокруг вертикальной оси крепления ее передней точки (шарнира) или посредством поворота передней части рамы у автогрейдеров с шарнирно-сочлененной рамой;

г) изменять угол резания отвала.

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 вынести за ее пределы; его можно опустить или поднять относительно уровня обрабатываемой поверхности (см. рисунок 12.1).

Рабочий процесс 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.

В отличие от бульдозера основной отвал автогрейдера расположен между передними и задними колесами по центру его базы, что обеспечивает большую точность планировки, поскольку продольная база автогрейдера в несколько раз больше, чем у бульдозера, и при планировочных работах неровности грунта сказываются в меньшей степени.

Скорости автогрейдера для резания и перемещения грунта зависят от его мощности. Резание производят на первой передаче, перемещение – на второй и третьей.

Современные автогрейдеры изготавливают по единой принципиальной схеме в виде самоходных трехосных машин с полноповоротным отвалом и гидравлической системой управления рабочими органами (рисунок 12.3).

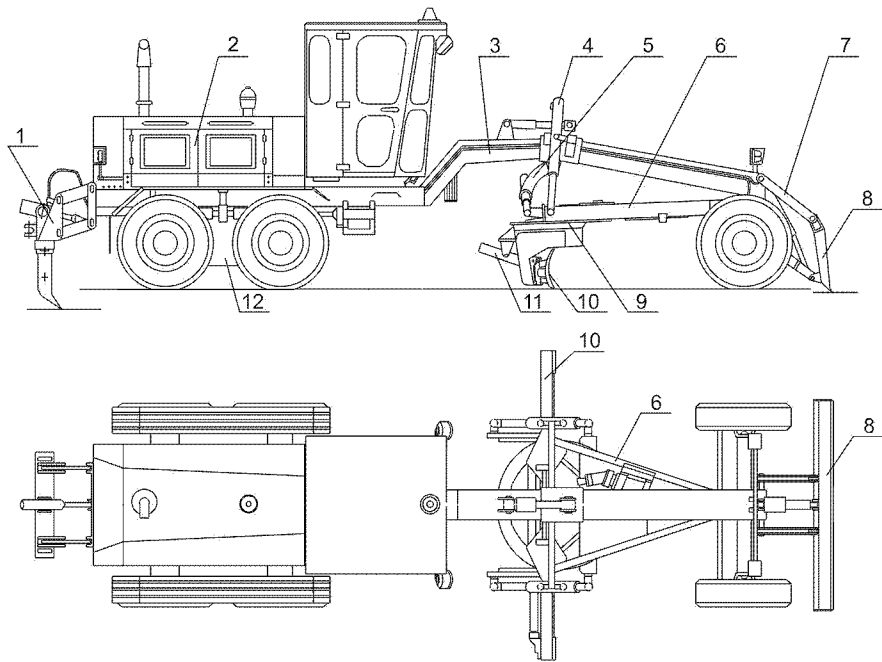


Рисунок 12.3 – Конструктивная схема автогрейдера:

- 1 – рыхлитель (кирковщик); 2 – силовая установка с трансмиссией; 3 – основная рама;
- 4 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 5 – гидроцилиндр выноса отвала (относительно продольной оси); 6 – тяговая рама; 7 – гидроцилиндр управления отвалом;
- 8 – бульдозерный отвал; 9 – поворотный круг; 10 – грейдерный отвал; 11 – гидроцилиндр изменения угла резания отвала; 12 – продольно-балансирующая балка (подвеска)

Силовой установкой автогрейдера, как правило, является дизельный двигатель. В узел трансмиссии входят многоступенчатая коробка перемены передач, раздаточная коробка, мультипликатор, главная передача и балансирные редукторы.

Имеются автогрейдеры с гидромеханической трансмиссией, а также автогрейдеры с гидромоторколесами.

Механизмы управления приводятся в действие гидравлической системой, которая выполняется по раздельно-агрегатной схеме с использованием стандартных насосов и распределительных (трехпозиционных) устройств (рисунок 12.4).

Для привода всех механизмов используются гидроцилиндры, для механизма поворота отвала – гидродвигатель вращательного действия (аксиально-поршневого типа).

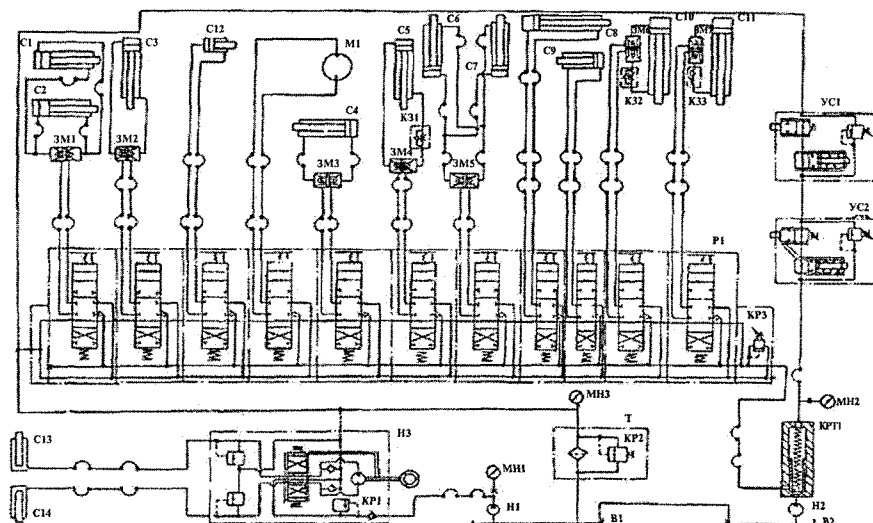


Рисунок 12.4 – Схема гидросистемы рабочего оборудования автогрейдера:
 Н1, Н2 – насосы; МН1, МН2, МН3 – манометры; УС1, УС2 – гидроусилители; КП1...КП5 – предохранительные клапаны; В1, В2 – гидробаки; ЗМ1...ЗМ7 – гидрозамки; КЗ1, КЗ2, КЗ3 – замедлительные клапаны; М1 – гидромотор; Т – фильтр; НЗ – гидрорурль; С1...С14 – гидроцилиндры; Р1 – гидрораспределитель; КРП1 – клапан потока

Основная рама 4 (рисунок 12.5) выполнена в виде хребтовой балки круглого или прямоугольного сечения. В своей задней части она переходит в подрамник 2 (подмоторную раму). На подрамнике установлены двигатель, механизмы управления, агрегаты трансмиссии и кабина.

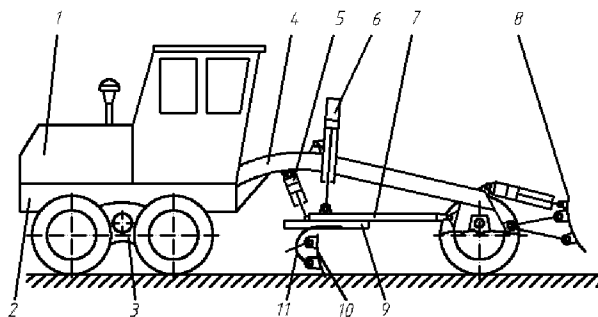


Рисунок 12.5 – Принципиальная схема автогрейдера:
 1 – машина; 2 – подрамник; 3 – балансирующая балка; 4 – основная рама (хребтовая балка);
 5 – гидроцилиндр механизма выноса тяговой рамы (относительно продольной оси);
 6 – гидроцилиндр механизма подъема; 7 – тяговая рама; 8 – отвал бульдозера;
 9 – поворотный круг; 10 – отвал автогрейдера; 11 – кронштейн крепления отвала

Передней частью основная рама опирается на ось передних колес при помощи цилиндрического шарнира. Такое соединение дает возможность оси колес наклоняться относительно рамы в вертикальной плоскости. Задние ходовые колеса с каждой стороны попарно объединены балансирными балками 3 или продольно-балансирными подвесками. Подобная подвеска передних и задних колес обеспечивает опору автогрейdera на все колеса независимо от рельефа обрабатываемой поверхности. При необходимости изменения направления движения передние колеса могут поворачиваться (в плане) с помощью рулевой трапеции (автомобильного типа). Кроме того, эти колеса могут отклоняться в боковом направлении.

Управляемая передняя ось представляет собой балку с колесами, шарнирно закрепленными на ее концах. Основной особенностью переднего управляемого моста автогрейdera является возможность одновременного наклона и поворота обоих колес (рисунок 12.6).

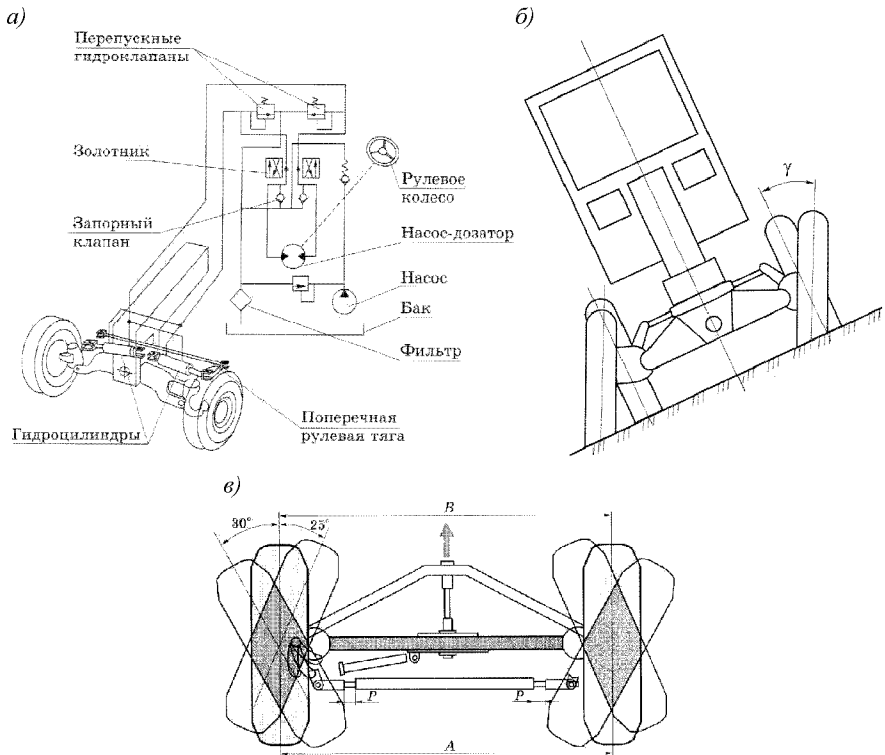


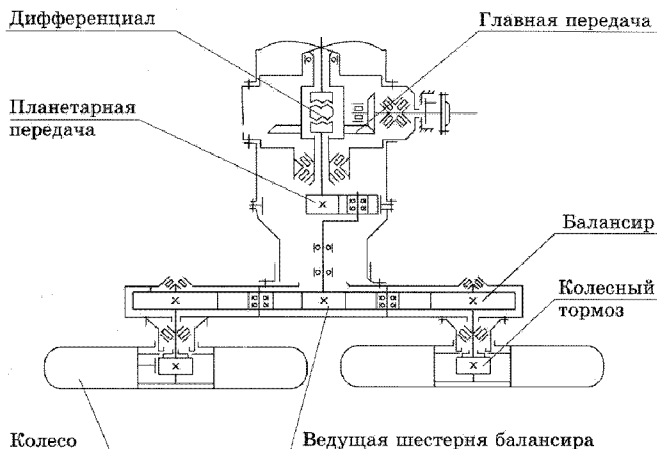
Рисунок 12.6 – Управление передними колесами автогрейdera:

а – схема гидростатического рулевого управления;

б – схема поперечного наклона; в – схема поворота

Балансирная тележка представляет собой четырехколесный блок, в поперечной балке которого смонтирована главная передача. На концах балок в подшипниках скольжения укреплены балансиры, передачу внутри которых для привода колес выполняют как шестеренной, так и цепной. Колеса, установленные на концах балансиров, имеют колодочные тормоза с гидравлическим управлением (рисунок 12.7).

а)



б)

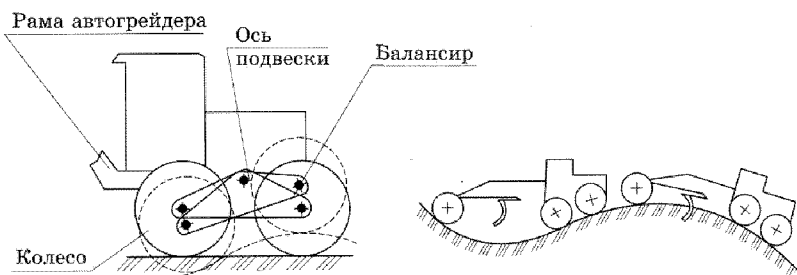


Рисунок 12.7 – Балансирная тележка:

а – кинематическая схема; б – схема работы балансирной подвески

Отвал 10 фиксируется через поворотный круг 9 на тяговой раме 7 (см. рисунок 12.5). Тяговая и основная рамы связаны между собой: впереди – универсальным шарниром (на рисунке не показан), а сзади гидроцилиндрами – 5 и 6. Раздельное действие гидроцилиндров 6 механизма подъема обеспечивает поворот тяговой рамы вокруг продольной оси, а одновременное их действие – подъем или опускание ее заднего конца. Гидроцилиндры 5 обеспечивают вынос отвала в сторону от продольной оси автогрейдера (рисунок 12.8).

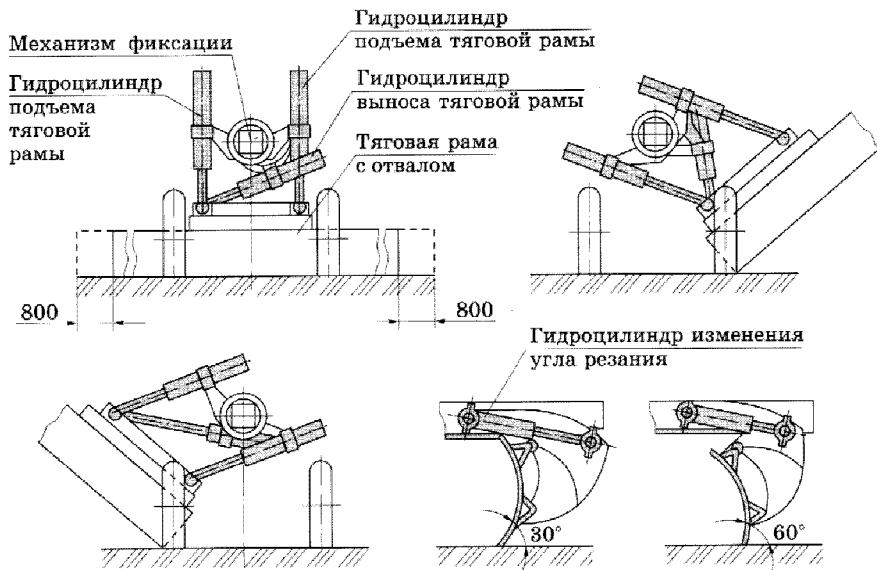


Рисунок 12.8 – Схема рычагов и гидроцилиндров при различных положениях отвала

Основным рабочим оборудованием является грейдерный отвал 10 с ножами. С помощью кронштейнов его крепят к установленному на тяговой раме поворотному кругу 9.

Тяговую раму выполняют треугольной или Т-образной коробчатого сечения. Ее передняя часть соединена с основной рамой 7 шаровым шарниром, а задняя часть обычно заканчивается поперечиной с приваренными кронштейнами, имеющими сферические шарниры, за которые тяговую раму подвешивают к основной с помощью гидроцилиндров.

На тяговой раме с помощью трех поддерживающих кронштейнов укрепляют поворотный круг с зубчатым венцом (внутреннего зацепления). Обычно применяют механизм поворота в виде червячного редуктора с цилиндрической шестерней на выходном валу, которая входит в зацепление с зубчатым венцом поворотного круга (рисунок 12.9).

Гидропривод рабочих органов включает в себя управление следующими рабочими операциями: подъемом-опусканием отвала и рыхлителя (или бульдозера), боковым выносом отвала, поворотом отвала, наклоном передних колес, установкой угла резания.

Конструкция отвала представляет собой жесткую балку коробчатого сечения, состоящую из изогнутого по радиусу основного листа, усиленного с задней стороны коробкой. Вдоль передней нижней кромки и по торцам к отвалу крепятся ножи, имеющие двухстороннюю заточку.

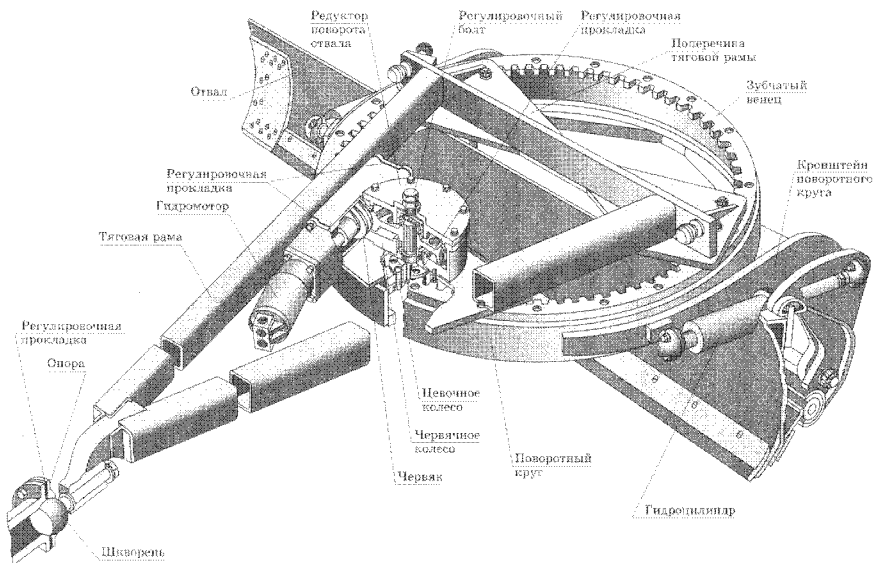


Рисунок 12.9 – Тяговая рама с отвалом

По торцам отвала предусмотрена возможность установки удлинителей и откосников. Кроме того, крепление отвала к поворотному кругу обеспечивает его перестановку для несимметричного расположения относительно продольной оси.

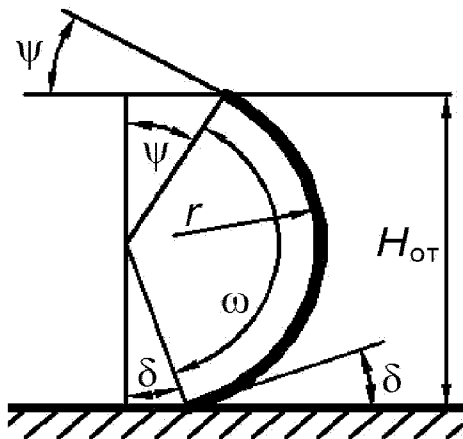
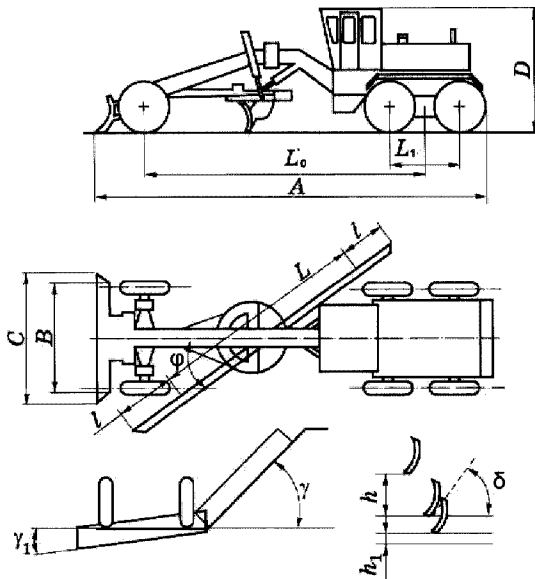


Рисунок 12.10 – Параметры отвала

К основным параметрам отвала (рисунок 12.10) относят его длину L и высоту $H_{от}$. Длина должна обеспечивать вырезание стружки и ее перемещение на необходимое расстояние, а высота – формирование валика грунта и его перемещение перед отвалом. Они связаны с параметрами (рисунок 12.11) и характеристиками автогрейдеров (таблица 12.1).



h_1 – дорожный просвет под отвалом, м;
 L – длина отвала, м;
 l – боковой вынос отвала, м;
 h – заглубление отвала, м;
 δ – угол резания;
 γ_1 – угол срезания откосов;
 γ – угол наклона отвала;
 ϕ – угол захвата отвала;
 L_0' – колесная база, м;
 L_1 – база балансира, м;
 A, B, C, D – габариты автогрейдера, м

Рисунок 12.11 – Основные параметры автогрейдеров

Таблица 12.1 – Характеристики автогрейдеров

Тип автогрейдера	Масса, т	Мощность W , кВт	L , мм	$H_{от}$, мм
Легкий	9	45–55	< 3000	< 500
Средний	10–13	65–75	3000–3400	500
Тяжелый	14–19	120–130	3400–3700	500–600
Особо тяжелый	> 20	270–320	3600–4300	600–700

Отвалы (см. рисунок 12.10) изготавливают с радиусом постоянной кривизны, который связан с высотой отвала соотношением

$$r = \frac{H_{от}}{\cos\psi + \cos\delta}, \quad (12.1)$$

где ψ – угол опрокидывания;

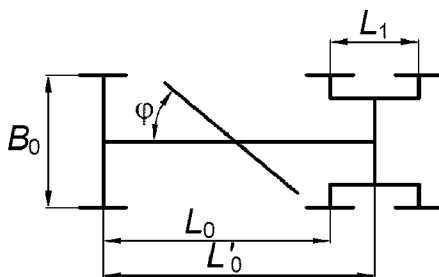
δ – угол резания.

Эти углы связаны между собой соотношением

$$\delta + \psi + \omega = \pi, \quad (12.2)$$

где ω – угол дуги отвала.

Угол резания δ отвала в зависимости от вида работ изменяется в пределах 30–80°, но обычно принимают $\delta = 30 \dots 45^\circ$. Угол опрокидывания ψ принимают в пределах $\psi = 65 \dots 70^\circ$, чтобы исключить пересыпание грунта через отвал.



Кроме этих углов, важное значение имеет угол захвата грунта ϕ (в плане) (рисунок 12.12). Его значения зависят от вида выполняемых работ:

- при вырезании грунта – $\phi = 30 \dots 40^\circ$;
- при перемещении грунта в сторону – $\phi = 65 \dots 75^\circ$;
- при планировочных работах – $\phi = 90^\circ$.

Рисунок 12.12 – Схема автогрейдера

Размер базы L_0 , ширину колеи B_0 и радиус поворота автогрейдера выбирают такими, чтобы машина имела наименьшие размеры и соблюдалось условие полноповоротности отвала.

Поэтому

$$L_0^{\min} = D_k \sqrt{L^2 - B_0^2} + 2l_k, \quad (12.3)$$

где l_k – минимальный зазор между колесом и отвалом ($l_k = 0,05$ м).

Для трехосного автогрейдера

$$L_0^{\min} = L_0^{\min} + \frac{D_k}{2} + \frac{L_1}{2}, \quad (12.4)$$

где L_1 – расстояние между осями ведущих колес, м.

Обычно принимают $L_0^{\min} = (1,4 \dots 1,7)L$.

Параметры автогрейдера. Главным параметром автогрейдера является его масса или сила тяжести G_a . К основным параметрам относятся сила тяги $T_{сц}$, мощность двигателя N , рабочая и транспортная скорости v_p и $v_{тр}$, параметры отвала (L , $H_{от}$, r), колея B_0 и база L_0 автогрейдера.

Сила тяги по сцеплению $T_{сц}$ может быть определена по сцепной силе тяжести $G_{сц}$:

$$T_{сц} = \phi_{сц} G_{сц}, \quad (12.5)$$

где $\phi_{сц}$ – коэффициент сцепления с грунтом (в зависимости от типа грунта $\phi_{сц} = 0,6 \dots 0,9$).

В свою очередь,

$$G_{\text{цн}} = \xi G_a, \quad (12.6)$$

где ξ – коэффициент колесной схемы ($\xi = 0,75; 1$).

С другой стороны, сила тяжести автогрейдера может быть определена по силе тяги T , которая используется для срезания грунта при профилировании кювета:

$$T = K_p S_c, \quad (12.7)$$

где K_p – удельное сопротивление грунта резанию ($K_p = 0,20 \dots 0,24$ МПа);

S_c – площадь поперечного сечения стружки, м^2 .

С учетом того, что кювет вырезают за n проходов среза стружки

$$n S_c = K_c S, \quad (12.8)$$

где K_c – коэффициент учета неравномерности сечения стружки ($K_c \approx 1,3$);

S – площадь сечения кювета, м^2 .

Отсюда

$$T = \frac{K_p K_c S}{n}. \quad (12.9)$$

Так как $T = T_{\text{цн}}$, то

$$\xi \varphi_{\text{цн}} G_a = \frac{K_p K_c S}{n}. \quad (12.10)$$

Из уравнения (12.3) получаем значение силы тяжести автогрейдера

$$G_a = \frac{K_p K_c S}{n \xi \varphi_{\text{цн}}}. \quad (12.11)$$

Мощность двигателя N затрачивается на резание (полезная работа), буксование и передвижение автогрейдера:

$$N = \frac{G_a v_p}{K_H \eta} \left[\xi \varphi_{\text{цн}} + (\varphi_{\text{цн}} + f) \xi \frac{\delta}{1 - \delta} + f \right], \quad (12.12)$$

где K_n – коэффициент уменьшения мощности из-за неустановившейся нагрузки;

$$\eta - \text{КПД привода, } \eta = \begin{cases} 0,83 \dots 0,86 - \text{ для механического,} \\ 0,73 \dots 0,76 - \text{ для гидродинамического;} \end{cases}$$

f – коэффициент сопротивления качению (передвижению) ($f = 0,07 \dots 0,10$);

δ – коэффициент буксования ($\delta = 0,18 \dots 0,22$).

Затем мощность N проверяют по транспортному режиму, т.е. определяют максимальную транспортную скорость

$$v_{\text{тр. max}} = \frac{N\eta}{fG_a}, \quad (12.13)$$

где $f = 0,04 \dots 0,05$ (твердое покрытие). Она не должна превышать предельно допустимой скорости $[v_{\text{тр}}] = 30 \dots 50$ км/ч.

Эксплуатационную производительность Π_3 автогрейдера определяют в зависимости от вида выполняемых земляных работ:

1) по объему вырезанного и перемещенного грунта

$$\Pi_3 = K_B \frac{V}{T_{\text{ц}}}, \quad (12.14)$$

где $T_{\text{ц}}$ – время цикла, с,

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{рез}} + T_{\text{пер}} + 2t_{\text{пов}}, \quad (12.15)$$

$T_{\text{рез}}$ – время резания грунта, с;

$T_{\text{пер}}$ – время перемещения грунта, с;

$t_{\text{пов}}$ – время, затрачиваемое на повороты, с;

2) по длине участка профилирования

$$\Pi_3 = K_B \frac{L_{\text{п}}}{T_{\text{ц}}}, \quad (12.16)$$

$$\text{где } T_{\text{ц}} = \frac{nL_{\text{п}}}{v} + t_{\text{пов}}(n-1), \quad (12.17)$$

$L_{\text{п}}$ – длина участка профилирования, м;

v – рабочая скорость автогрейдера, м/с;

n – число проходов, $n = 10 \dots 16$.

Расчет рабочих механизмов проводится следующим образом:

- выбирается тип привода управления;
- составляется кинематическая схема;
- вычерчиваются в масштабе механизмы и приводы;
- определяются исполнительные скорости движения;
- определяются мощность и передаточные отношения каждого механизма;
- устанавливается общая мощность привода управления.

Расчеты на прочность элементов конструкции автогрейдера производят для двух случаев:

- 1) работа в типичных условиях;
- 2) встреча с труднопреодолимым препятствием.

При расчете сил сопротивления движению автогрейдера, как правило, исходя из наиболее сложных условий работы – копания и перемещения грунта. Возможность преодоления возникающих при этом сопротивлений определяют максимальным значением окружной силы на ведущих колесах $P_{o,max}$, величина которой ограничивается условием сцепления шин с грунтом:

$$\varphi_{сц} G_{сц} \geq P_{o,max} \geq W, \quad (12.18)$$

где W – суммарное сопротивление движению при работе автогрейдера, Н.

В свою очередь, W при рабочем режиме автогрейдера включает следующие наиболее значимые силы сопротивления:

- 1) W_p – сопротивление грунта резанию,

$$W_p = K_p F_c. \quad (12.19)$$

В этом случае и K_p , и F_c зависят от вида работы: планировочные работы или резание;

- 2) W_{π} – сопротивление перемещению призмы волочения,

$$W_{\pi} = f_1 G_{\pi p} \sin \varphi, \quad (12.20)$$

где f_1 – коэффициент трения грунта по грунту;

$G_{\pi p}$ – сила тяжести призмы волочения, Н,

$$G_{\pi p} = \rho_r L g \frac{(H_{ор} - 0,25h)^2}{2K_p \operatorname{tg} \varepsilon}; \quad (12.21)$$

3) $W_{\text{пер}}$ – сопротивление перемещению автогрейдера как тележки,

$$W_{\text{пер}} = G_a (f \pm i), \quad (12.22)$$

где G_a – сила тяжести автогрейдера, Н;

f – коэффициент сопротивления качению (передвижению);

i – уклон;

4) W_b – сопротивление грунта при движении вверх по отвалу,

$$W_b = f_2 G_{\text{пр}} \cos^2 \delta \sin \varphi, \quad (12.23)$$

где f_2 – коэффициент трения грунта по отвалу ($f_2 = 0,5 \dots 0,6$);

δ – угол резания;

5) $W_{\text{вд}}$ – сопротивление грунта при движении вдоль отвала (в сторону),

$$W_{\text{вд}} = f_1 f_2 G_{\text{пр}} \cos \varphi, \quad (12.24)$$

где f_1 – коэффициент трения грунта по грунту ($f_1 = 0,5 \dots 1,0$).

Определение нагрузок на элементы конструкции автогрейдера. Рассматриваются два расчетных положения:

1) работа в обычных условиях эксплуатации;

2) встреча с труднопреодолимым препятствием с учетом действия случайных нагрузок.

В обоих случаях учитывают действие инерционных сил.

Расчетным положением (рисунок 12.13) для автогрейдера с колесной формулой $1 \times 2 \times 3$ является работа с поперечным уклоном λ при резании передним концом отвала, когда передний мост вывешен и упирается в край кювета, а задние колеса буксуют на месте. В этом положении развиваются максимальные нагрузки.

Принимаются следующие допущения:

1) все реактивные силы (на задних колесах) приложены в точке O_2 (проекции оси качания балансирной тележки на опорную поверхность);

2) реакции грунта на колеса равны и перенесены на осевые линии;

3) коэффициенты сопротивления передвижению (качению) на всех колесах одинаковы;

4) реакции грунта приложены в точке O ;

5) сила тяжести и инерционная сила находятся в центре тяжести автогрейдера.

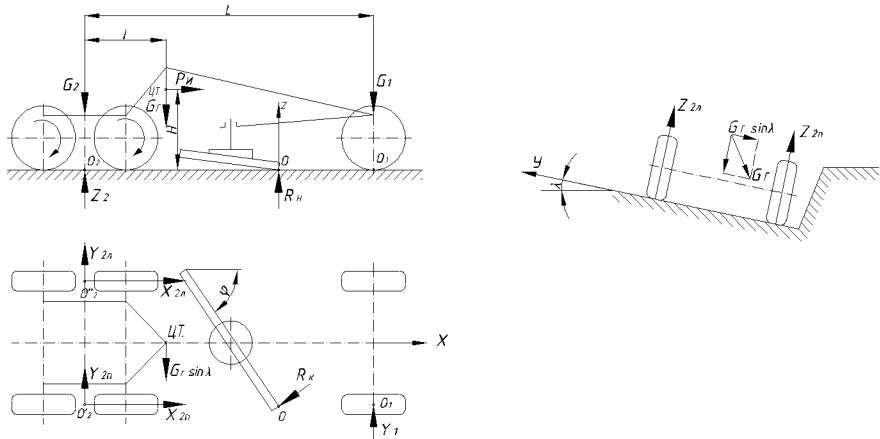


Рисунок 12.13 – Силы, действующие на автогрейдер

Таким образом, силы, действующие на автогрейдер:

$G_a = G_1 + G_2$ – сила тяжести автогрейдера;

P_n – сила инерции автогрейдера;

R_k, R_n – касательная и нормальная составляющие сопротивления грунта резанию.

Реакции грунта на колеса:

$Z_2 = Z_{2n} + Z_{2п}$ – нормальные реакции грунта на задние колеса;

$Y_2 = Y_{2n} + Y_{2п}$ – касательные реакции грунта на задние колеса;

Y_1 – реакция грунта на переднюю ось;

$X_2 = X_{2л} + X_{2п}$ – свободная сила тяги правых и левых задних колес.

Свободную силу тяги находят как разность между тяговым усилием T и сопротивлением передвижению (перекатыванию) колес:

$$X_{2п} + X_{2л} = X_2 = T - G_a f. \quad (12.25)$$

Координаты центра тяжести можно найти по зависимостям:

$$H = r_c + 0,5 м, \quad (12.26)$$

$$l = (0,25 \dots 0,3)L, \quad (12.27)$$

где r_c – силовой радиус колеса, м.

Силу инерции можно определить по формуле

$$P_n = (K_d - 1) \varphi_{\max} G_2, \quad (12.28)$$

где K_d – коэффициент динамичности ($K_d = 1, 16 \dots 1, 20$);

Φ_{\max} – максимальный коэффициент использования сцепной силы тягести,
 $\Phi_{\max} = 0,85$.

Составляя и решая совместно уравнения равновесия системы, можно получить значения неизвестных величин R_k , Z_2 , Y_1 и Y_2 , необходимых для дальнейших расчетов ($R_H = 0,5R_k$):

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n X_i = 0; \sum_{i=1}^n Y_i = 0; \sum_{i=1}^n Z_i = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{Y_i} = 0; \sum_{i=1}^n M_{Z_i} = 0. \end{cases} \quad (12.29)$$

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 работ малого объема.

Наряду с расширением типоразмерных рядов автогрейдеров их совершенствование идет в следующих направлениях:

1) повышение 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 в процессе работы всех основных узлов, 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 автогрейдеров;

5) развитие модульного метода создания машин, позволяющего успешно применять агрегатный ремонт, упрощающий уход и обслуживание;

6) автоматизация управления положением отвала для обеспечения заданных продольной ровности и поперечного уклона профилируемой поверхности;

7) расширение технологических возможностей посредством замены отвала на агрегаты для фрезерования старого и укладки нового дорожного покрытия, а также агрегатирования различного сменного оборудования.

13 ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Одноковшовый экскаватор (от латинского *excavo* – долбить) – это самоходная землеройная машина с рабочим органом в виде ковша, предназначенная для разработки грунтов и их перемещения в транспортное средство или в отвал.

Рабочий процесс одноковшового экскаватора состоит из последовательно выполняемых операций:

- отделение грунта от массива;
- заполнение им ковша;
- транспортирование грунта в ковше к месту разгрузки;
- разгрузка грунта из ковша;
- возвращение ковша на исходную позицию.

Совокупность этих операций составляет рабочий цикл одноковшового экскаватора (ОЭ), в результате чего выдается единица продукции – порция грунта, равная по объему вместимости ковша.

Одна из основных классификаций ОЭ различает их по следующим признакам:

1) по назначению:

– строительные – для выполнения земляных работ, погрузки и разгрузки сыпучих материалов;

– вскрышные – для снятия верхнего слоя грунта или горной породы перед карьерной разработкой;

– карьерные – для разработки карьеров строительных материалов и добычи полезных ископаемых открытым способом;

– туннельные и шахтные – для работы под землей;

2) по ходовому оборудованию:

– гусеничные;

– пневмоколесные;

– шагающие;

– рельсовые и др.;

3) по типу привода:

– одноприводные;

– многоприводные.

Строительные ОЭ имеют, как правило, одномоторную силовую установку с гидравлическим или комбинированным приводом, т.е. все механизмы приводятся от одного двигателя.

У карьерных и вскрышных экскаваторов, у шагающих драглайнов – многомоторная силовая установка;

4) по исполнению рабочего оборудования:

– с гибкой (канатной) подвеской;

– жесткой (гидравлической) подвеской;

– телескопическим рабочим оборудованием (для экскаваторов-планировщиков).

Наибольшее распространение имеют гидравлические ОЭ, производство которых составляет около 80 % от всех одноковшовых экскаваторов.

ОЭ – одна из немногих машин, индексация которой дает достаточно полное представление о машине. Эту индексацию, которая была разработана еще в советское время, до сих пор используют в странах СНГ. Она включает условные обозначения экскаватора (ЭО) и шесть индексов:

1) первая цифра после букв – это размерная группа, т.е. вместимость ковша (1 – 0,15–0,4 м³, 2 – 0,25–0,65 м³, 3 – 0,40–1,0 м³, 4 – 0,65–1,6 м³, 5 – 1,0–2,5 м³, 6 – 1,6–4,0 м³, 7 – 2,5–6,3 м³);

2) вторая цифра – ходовое устройство (1 – гусеничное, 2 – гусеничное уширенное, 3 – пневмоколенное, 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 – для тропического влажного климата, ТС – для тропического сухого, С – северное).

Например, ЭО–3112: одноковшовый экскаватор третьей размерной группы (0,40–1,0 м³), с гусеничным ходовым оборудованием, с канатной подвеской рабочих органов, вторая модель, для районов с умеренным климатом.

13.1 Гидравлические одноковшовые экскаваторы

Одноковшовым экскаватором с гидравлическим приводом (рисунок 13.1) называют экскаватор с жесткой подвеской рабочего оборудования, поскольку элементы рабочего оборудования соединены между собой и с базовой машиной жесткими шарнирными сочленениями.

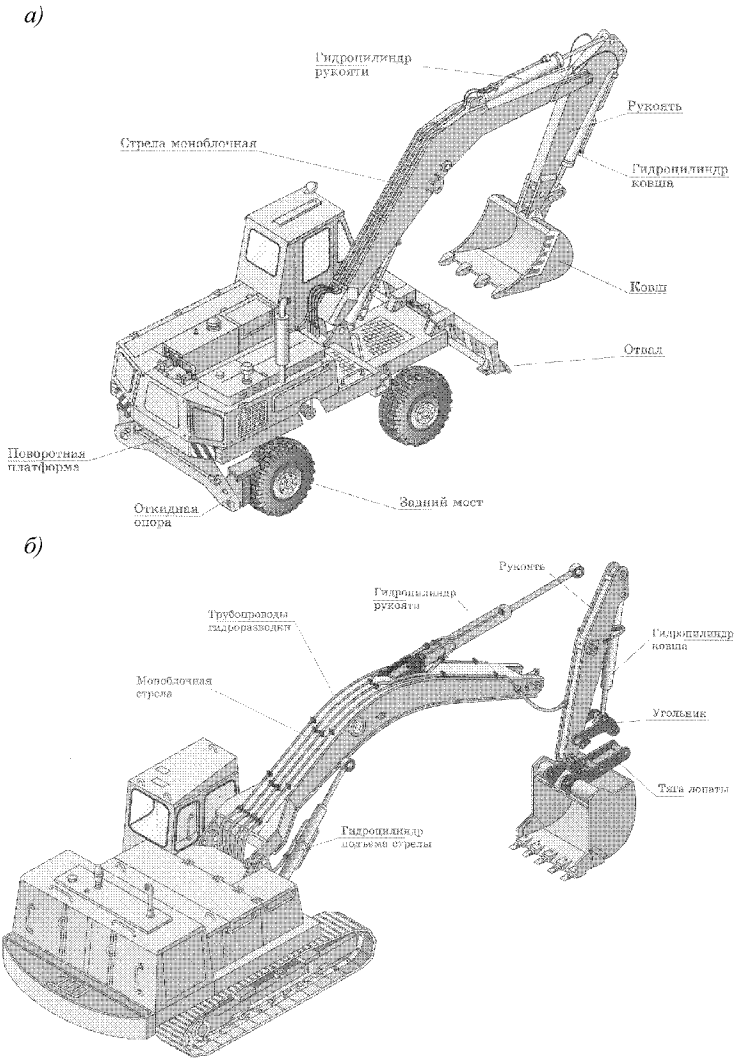


Рисунок 13.1 – Гидравлический полноповоротный одноковшовый экскаватор:
а – на пневмоколесном шасси; *б* – на гусеничном шасси

ГОЭ является машиной циклического действия и используется в основном для земляных и погрузочно-разгрузочных работ. Его привод включает двигатель внутреннего сгорания (как правило, дизельный), который располагают в задней части платформы, тем самым уменьшая массу противовеса (рисунок 13.2).

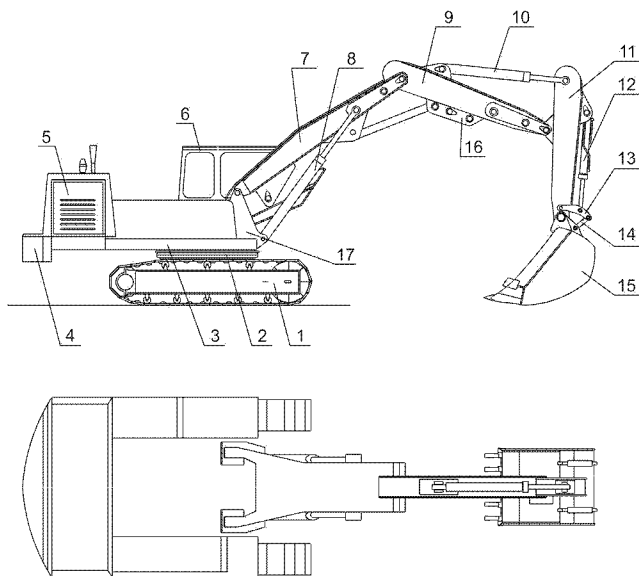


Рисунок 13.2 – Конструктивная схема ГОЭ:

- 1 – ходовое устройство (гусеничное); 2 – опорно-поворотный круг; 3 – поворотная платформа;
 4 – противовес; 5 – силовая установка; 6 – кабина; 7 – стрела (коренная секция);
 8 – гидроцилиндры управления стрелой; 9 – стрела (удлиняющая секция); 10 – гидроцилиндр
 управления рукоятью; 11 – рукоять; 12 – гидроцилиндр управления ковшом; 13 – коромысло;
 14 – тяга; 15 – ковш; 16 – перемычка; 17 – пилон

В гидравлическом одноковшовом экскаваторе привод рабочего и ходового оборудования, поворотного устройства и остальных механизмов осуществляется 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 13.3).

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.

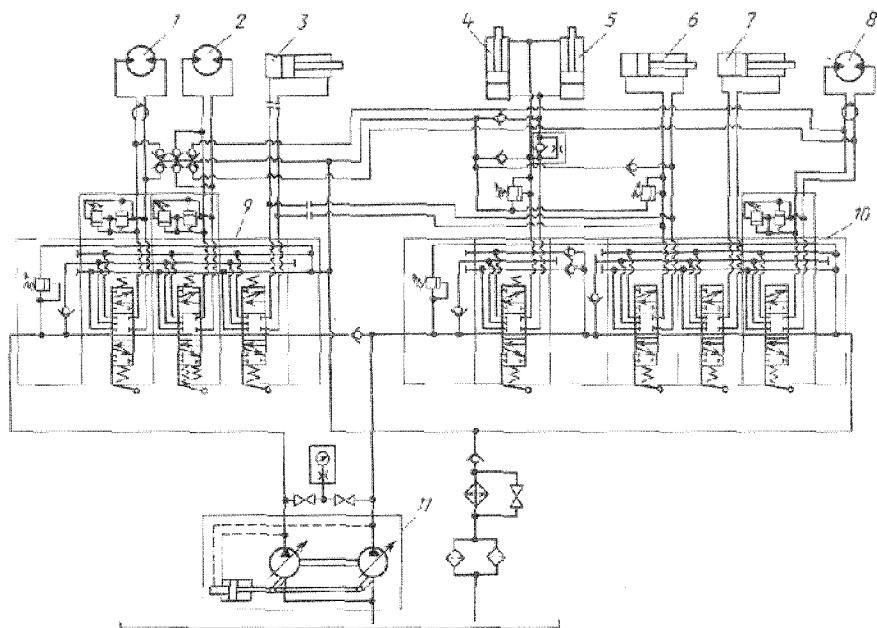


Рисунок 13.3 – Гидросистема универсального полноповоротного экскаватора на гусеничном ходу:

- 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 – двоянный регулируемый насос

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.

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 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:

- а) за счет более высокой маневренности, большей точности изменения скорости и направления движения (например, при копании поворотом ковша);
- б) путем использования большего числа сменного рабочего оборудования;
- 5) снижение энергоемкости процесса копания в 1,5–1,7 раза (на 1 м³ грунта) и реализация более высоких рабочих усилий (при одинаковой мощности).

Благодаря перечисленным достоинствам ГОЭ 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 возможности обуславливают:

- а) повышенные требования к материалам и конструкциям;
- б) надежность уплотнений;
- в) повышенную точность изготовления деталей гидрооборудования.

Основной металлоконструкцией ГОЭ является поворотная платформа, на которой установлены рабочее оборудование, силовая установка, кабина с системой управления и механизм поворота (рисунок 13.4).

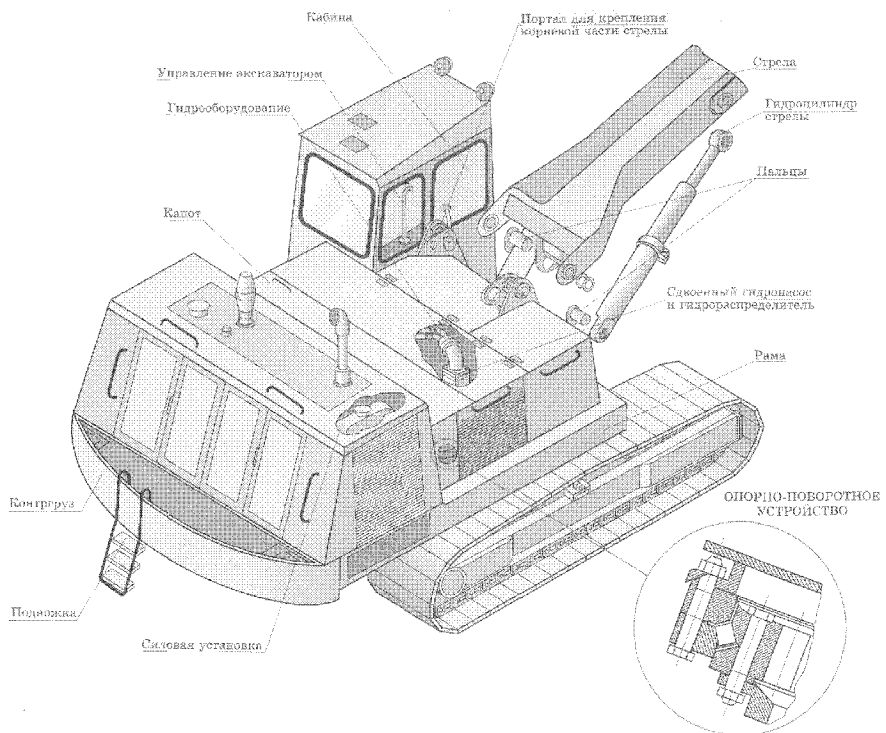


Рисунок 13.4 – Размещение механизмов и оборудования на поворотной платформе ГОЭ

По исполнению опорно-поворотных устройств гидравлические одноковшовые экскаваторы подразделяют на два вида: полноповоротные и неполноповоротные (навесные).

Полноповоротные ГОЭ выпускают в различных странах, в том числе в России, где налажен серийный выпуск строительных экскаваторов II–VIII размерных групп с ковшами вместимостью 0,25–4,0 м³ на базе единых конструктивных схем с широкой унификацией сборочных единиц и гидроаппаратуры.

Неполноповоротные гидравлические одноковшовые экскаваторы выпускают как навесное оборудование на серийно выпускаемые пневмоколесные тракторы, в том числе на МТЗ в Республике Беларусь.

Независимо от вида рабочего оборудования все одноковшовые экскаваторы (за исключением экскаваторов на базе пневмоколесных тракторов) имеют одинаковую базовую часть, состоящую из нижней рамы с ходовым устройством и упомянутой поворотной платформой. Поворотная платформа опирается на нижнюю раму и поворачивается на ней с помощью опорно-поворотного устройства.

Механизм поворота должен обеспечить прямое и возвратное вращения поворотной платформы. В режиме копания платформа должна быть зафиксирована тормозом.

Поворотная платформа 1 (рисунок 13.5) с помощью опорно-поворотного устройства соединена с ходовым устройством 6. Опорно-поворотное устройство (круг) состоит из наружной обоймы, прикрепленной к платформе 1, и обечайки с зубчатым венцом 7, приваренной к ходовой раме 3. На профильной дорожке обоймы размещены ролики 2, которыми платформа опирается на торец обечайки с зубчатым венцом. В зацеплении с ним находится шестерня поворота 5. При вращении ведущего вала 4 шестерня обегает зубчатый венец (неподвижный) и приводит в движение платформу относительно ходового устройства.

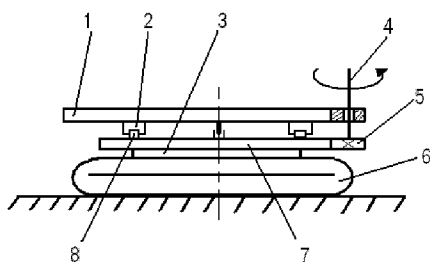


Рисунок 13.5 – Механизм поворота

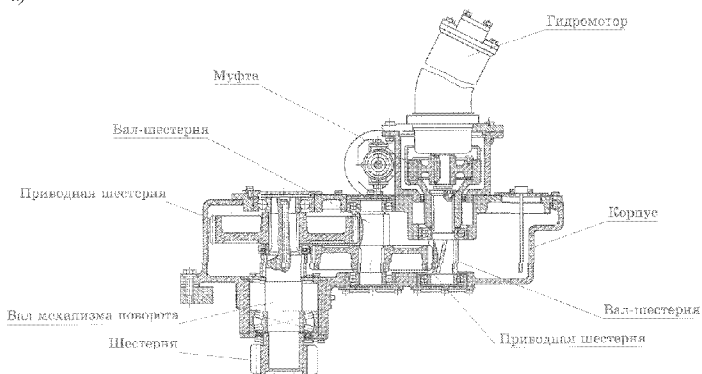
На рисунке 13.5 показан механизм поворота с внешним зацеплением выходного звена. На современных экскаваторах используют, как правило, внутреннее зацепление ведущей шестерни с зубчатым венцом.

Механизм поворота платформы приводится в действие высокомоментным или низкомоментным гидромотором с зубчатыми передачами.

Высокомоментный гидромотор обеспечивает достаточно большой крутящий момент на своем выходном валу. Поэтому используют только одну зубчатую передачу: шестерня-венец.

Низкомоментный гидромотор не может обеспечить достаточный крутящий момент, поэтому для его увеличения необходимо использовать редуктор между валом гидромотора и обгоняющей шестерней (как правило, трехступенчатый цилиндрический (рисунок 13.6, а) или двухступенчатый планетарный (рисунок 13.6, б) редуктор).

а)



б)

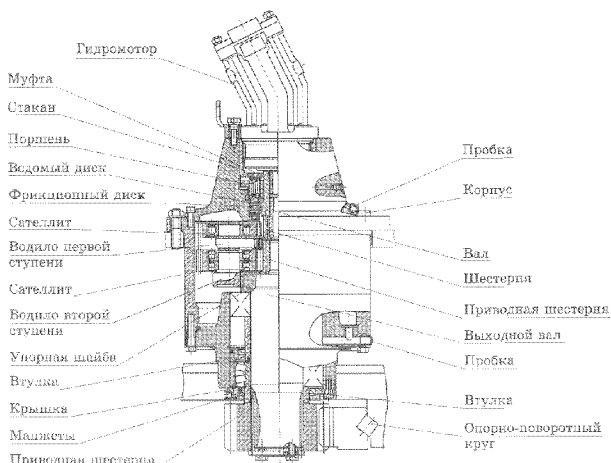


Рисунок 13.6 – Механизм вращения поворотной платформы ГОЭ

Ходовое устройство используют для маневрирования и перемещения. Кроме того, через него на опорную поверхность передаются сила тяжести экскаватора и силы взаимодействия рабочего органа с грунтом. Ходовое устройство включает раму, гусеничный или колесный движитель, механизм их привода и торможения (рисунок 13.7).

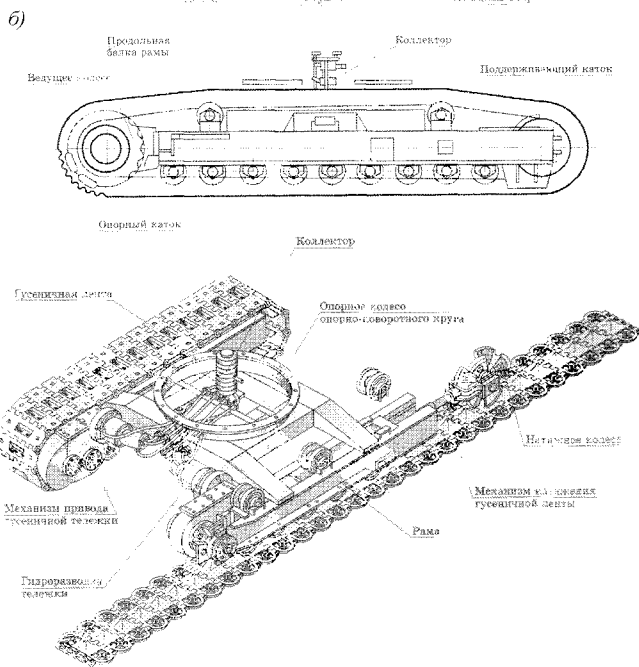
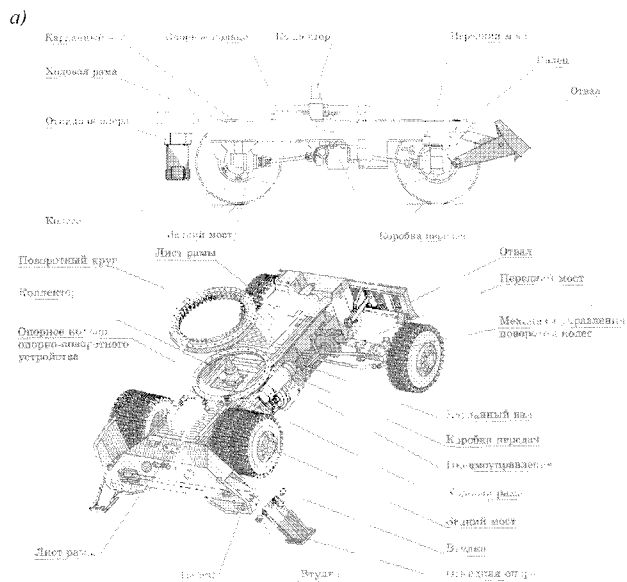


Рисунок 13.7 – Ходовое устройство ГОЭ:
a – пневмокошесное; *б* – гусеничное

Кинематическая схема пневмоколесного ходового устройства представлена на рисунке 13.8.

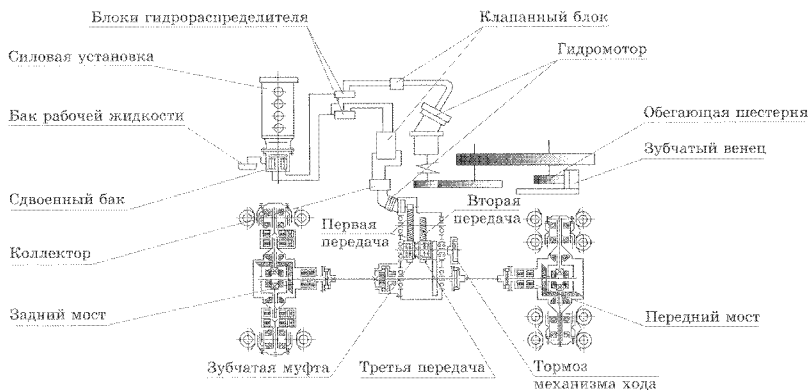


Рисунок 13.8 – Кинематическая схема пневмоколесного ходового устройства ГОЭ

Механизм передвижения имеет следующие особенности:

- для гусеничного ходового оборудования привод каждой гусеницы индивидуален. В этом случае ходовая тележка имеет два гидромотора (низкомомментных) и два трехступенчатых цилиндрических редуктора;
- для пневмоколесного ходового оборудования имеется два варианта:

1) привод ходового оборудования включает один гидромотор, который через двухступенчатую коробку передач передает движение переднему и заднему мостам ходового устройства. Выходной вал коробки передач одним концом соединен с передним мостом, а другим концом – с задним мостом (рисунок 13.9);

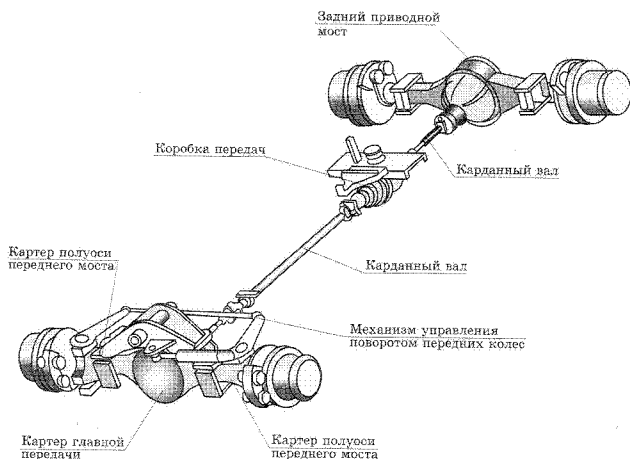
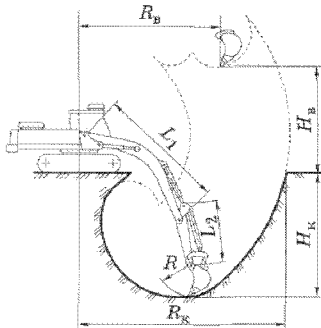


Рисунок 13.9 – Схема привода мостов механизма передвижения ГОЭ

2) индивидуальный привод ходового оборудования, т.е. привод колес осуществляется по схеме «мотор-колесо», что исключает громоздкие промежуточные звенья механического привода, а мощность гидромотора реализуется непосредственно на колесе через ступичный планетарный редуктор.

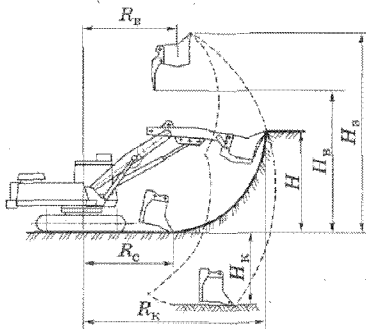
Рабочее оборудование ГОЭ включает: стрелу (коренную и удлиняющие секции), рукоять, гидроцилиндры подъема стрелы, рукояти и ковша. Эти основные элементы сочетают со сменными рабочими органами: ковшами обратной, прямой и погрузочной лопаты, грейферами и др. (рисунок 13.10).

а)



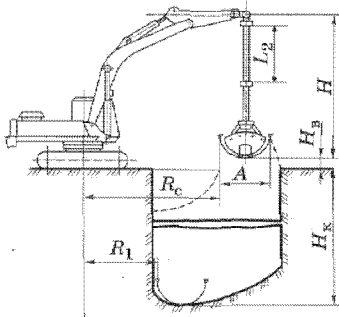
R_B – радиус выгрузки; H_B – высота выгрузки;
 H_K – глубина копания; R_K – радиус копания;
 L_1 – длина стрелы; L_2 – длина рукояти;
 R – радиус поворота ковша

б)



R_B – радиус выгрузки; R_C – радиус копания на уровне стоянки;
 R_K – радиус копания;
 H_3 – наибольшая высота копания

в)



R_1 – радиус копания на максимальной глубине;
 R_C – радиус копания на уровне стоянки;
 H_K – глубина копания; H – высота грейфера с удлинителем; L_2 – длина рукояти;
 A – ширина ковша (ширина копания);
 H_B – просвет ковша

Рисунок 13.10 – Сменное рабочее оборудование ГОЭ:

а – обратная лопата; б – прямая лопата; в – грейфер

Рабочий процесс обратной лопаты (расчетного рабочего оборудования) обеспечивается передачей движения ковшу с помощью гидроцилиндров. Характер движения ковша зависит от конкретных условий. Наполнение ковша можно производить поворотом ковша, поворотом рукояти и подъемом стрелы или совмещая все эти движения. Однако наиболее распространено 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 также используют повороты рукояти и ковша.

Стрела выполняется как моноблочный, так и сочлененной. Ее конструкция и габариты должны отвечать ряду требований:

- 1) возможность опускания ниже горизонта на угол 30° ;
- 2) стрела не должна задевать гусеницы: зазор – не менее 200–250 мм;
- 3) сочлененная стрела имеет угол $120\text{--}130^\circ$ между коренной и удлиняющей секциями.

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 относительно высокую усталостную прочность (рисунок 13.11).

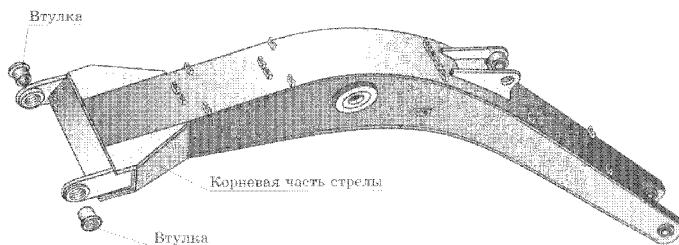


Рисунок 13.11 – Моноблочная стрела ГОЭ

Рукоять также имеет коробчатое сечение (рисунок 13.12). 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 с обычными. Как правило, рукоять крепится между боковыми стенками коробчатой балки стрелы. Гидроцилиндры закрепляют так, чтобы шток гидроцилиндра поворота рукояти был снизу, а гидроцилиндра поворота ковша – сверху рукояти. Количество рукоятей зависит от типоразмера экскаватора и составляет:

- 4–8 для экскаватора массой менее 30 т;
- 3–4 для экскаватора массой более 30 т.

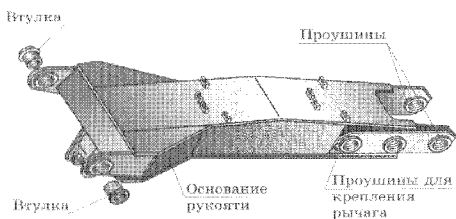


Рисунок 13.12 – Рукоять ГОЭ

Как правило, гидравлические одноковшовые экскаваторы имеют 3–4 рукояти обратной лопаты различной длины, включая длинные – для подводных работ и мелиорации.

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.

Для обратной лопаты этим требованиям отвечает ковш в виде призматической емкости, открытой спереди (рисунок 13.13, а). Его выполняют суживающимся к задней стенке и вниз под углом 4–5°. Он состоит из сварного корпуса и литого (сварного) козырька с зубьями. Его также оснащают боковыми зубьями для предотвращения заклинивания при отрывке траншей. Их крепят пальцами и тягами на рукояти с отверстиями для изменения угла установки ковша. Разгрузка ковша производится при его повороте и выносе рукояти через открытую переднюю часть ковша. Ковши прямых лопат (рисунок 13.13, б) имеют открывающееся днище, через которое выгружается грунт. Козырек имеет сплошную режущую кромку или его оснащают зубьями.

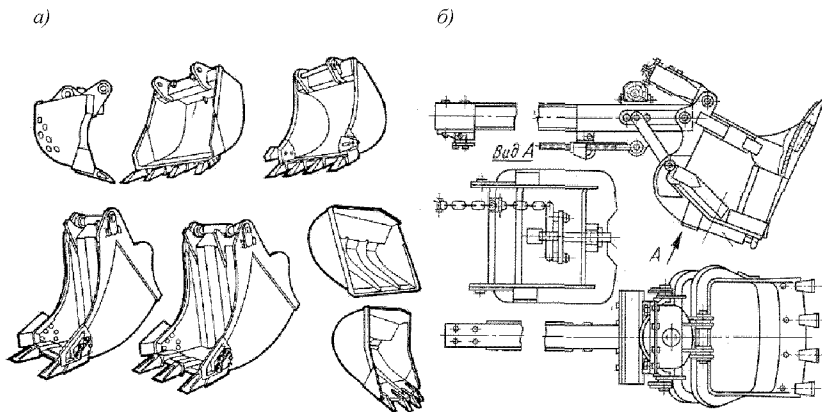


Рисунок 13.13 – Ковши:
а – обратной лопаты; б – прямой лопаты

Форму зубьев и профили режущей кромки ковшей выбирают в зависимости от категории грунта. Наличие зубьев, разрыхляющих грунт, позволяет реализовать менее энергоемкие режимы резания: полублокированный и свободный (зуб осуществляет блокированное резание, а затем режущая кромка работает в условиях практически свободного резания).

Зубья имеют, в основном, лопаточный, трапецевидный и когтевидный профили (рисунок 13.14).

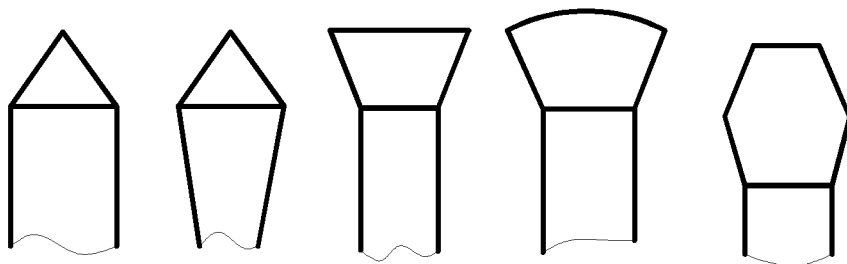


Рисунок 13.14 – Профили зубьев

Затупление зубьев и режущей кромки вызывает значительное увеличение энергоемкости процесса копания из-за роста сопротивления резанию. (Пример: износ режущей кромки на 1,5–3,0 см увеличивает $P_{\text{к}}$ в 1,5–2 раза, $P_{\text{н}}$ – в 8 раз).

Для управления ковшом используют две схемы расположения гидроцилиндров над рукоятью: двухзвенная и четырехзвенная.

Элементы рабочего оборудования соединяют с помощью шарниров по схеме «палец – втулка». Втулку устанавливают в охватываемом элементе. Для присоединения гидроцилиндров используют сферические шарниры, что предохраняет их от действия изгибающих моментов.

Унификация гидравлических одноковшовых экскаваторов осуществляется с учетом анализа известных размерных групп и типовых рядов отечественных и зарубежных машин. Уровень (степень) унификации зависит от детали, узла или конструкции.

Для двигателей (электрических, гидравлических, внутреннего сгорания), узлов управления, гидроаппаратуры, а также отдельных видов рабочего оборудования унификация проводится в пределах нескольких типоразмеров машин.

Для некоторых узлов экскаваторов унификация охватывает большую часть размерных групп. Например, количество типоразмеров насосов, гидроцилиндров, колес, двигателей внутреннего сгорания, кабин машинистов составляет всего 4–5 для всего ряда машин.

С другой стороны, ГОЭ обладают достаточно высокой степенью универсальности, что достигается значительным количеством сменных рабочих органов, ковшей, рукоятей, наголовников, стрел, сменного ходового и силового оборудования. В результате заводы изготавливают унифицированные ряды экскаваторов, причем на 10–12 базовых унифицированных моделей приходится более 80 модификаций машин различного назначения. В результате унификации количество деталей (необходимых для выпуска 60 моделей ГОЭ) сокращено в 6–7 раз по сравнению с количеством деталей в индивидуальном производстве.

ГОЭ снабжают разнообразным сменным рабочим оборудованием, благодаря чему он является наиболее универсальной машиной:

1) ковшами погрузчика, прямой и обратной лопатой, которые обеспечивают разработку узких траншей, планировку откосов, разработку канав шириной от 0,23 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 (пнеumo- 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.

Как отмечалось, полноповоротные ГОЭ имеют одинаковую базовую часть, которую оснащают различными механизмами и сменным рабочим оборудованием. Совершенно другую конструкцию имеют неполноповоротные ГОЭ. Их производят как навесное оборудование к серийно выпускаемым пневмоколесным тракторам. В Беларуси налажен массовый выпуск неполноповоротных навесных ГОЭ второй размерной группы на базе тракторов «Беларус». Их используют для выполнения небольших объемов земляных работ. Неполноповоротные ГОЭ имеют основное рабочее оборудование (ковши прямой и обратной лопаты), а также сменное (дополнительное) оборудование.

В неполноповоротных экскаваторах имеются две гидросистемы с одним общим баком рабочей жидкости (рисунок 13.15). Одна устанавливается на тракторе и служит для привода механизма поворота, управления выносными опорами и отвалом бульдозера. Другая смонтирована на экскаваторе и служит для привода рабочего оборудования. Гидроцилиндр стрелы может питаться от каждой гидросистемы отдельно или суммарным потоком от обеих систем.

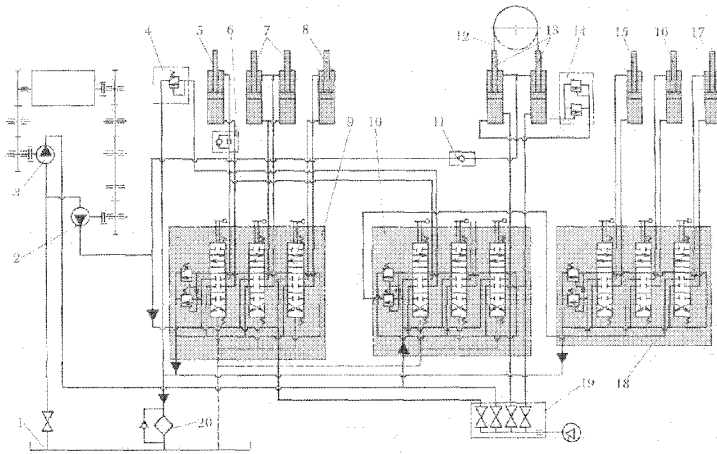


Рисунок 13.15 – Гидравлическая схема неповоротного экскаватора:

- 1 – гидробак; 2, 3 – гидронасосы; 4 – предохранительный клапан; гидроцилиндры: 5 – стрелы,
- 7 – рукояти, 8 – ковша, 13 – механизма поворота колонны, 15 – бульдозерного отвала,
- 16, 17 – выносных опор; 6 – дроссель; гидрораспределители: 9, 10 – экскаватора, 18 – трактора;
- 11, 14 – обратный и перепускной клапаны; 12 – цепь механизма поворота колонны;
- 19 – вентили; 20 – фильтр рабочей жидкости

На тракторе (рисунок 13.16) устанавливают поворотную колонну 2, которую монтируют на полой цапфе в задней части несущей рамы 14.

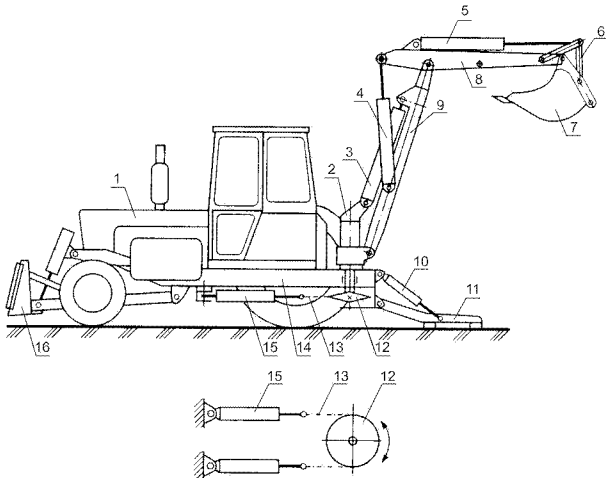


Рисунок 13.16 – Конструктивная схема неповоротного одноковшового экскаватора:

- 1 – трактор; 2 – поворотная колонна; 3 – гидроцилиндр подъема стрелы; 4 – гидроцилиндр поворота рукояти; 5 – гидроцилиндр поворота ковша; 6 – подвеска ковша; 7 – ковш; 8 – рукоять;
- 9 – стрела; 10 – гидроцилиндр установки опор; 11 – опора; 12 – звездочка поворота колонны;
- 13 – цепь; 14 – несущая рама; 15 – гидроцилиндр поворота колонны; 16 – отвал бульдозера

Поворотные движения колонны обеспечивают гидроцилиндры 15 через цепь и звездочку 12. Отвал бульдозера 16 смонтирован на дышле, которое шарнирно соединено с несущей рамой 14. Для обеспечения устойчивости в рабочем режиме предусмотрена возможность установления выносных опор 11, управляемых гидроцилиндрами 10, по обе стороны от несущей рамы. С колонной шарнирно соединена стрела 9, подъем которой осуществляют гидроцилиндры 3. На стреле устанавливают рукоять 8 и гидроцилиндры поворота рукояти 4. С рукоятью шарнирно соединен ковш 7, который поворачивается с помощью гидроцилиндра 5. Колонна обеспечивает поворот стрелы на 120° в каждую сторону.

В настоящее время получили распространение неполноповоротные одноковшовые экскаваторы со смещаемой осью копания, поворотная колонна у которых может быть установлена как на оси, так и в углах несущей рамы, что позволяет увеличить угол поворота стрелы (рисунок 13.17).

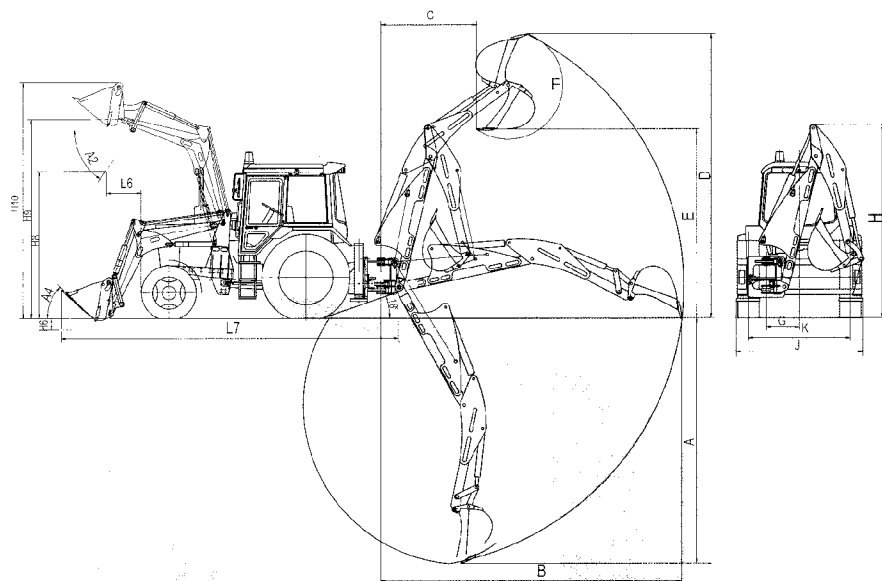


Рисунок 13.17 – Неполноповоротный ГОЭ со смещаемой осью копания:

A2 – угол разгрузки, A4 – максимальный угол запрокидывания ковша на уровне стоянки, H6 – глубина копания, H8 – высота разгрузки, H9 – высота шарнира максимально поднятого ковша, H10 – габаритная рабочая высота с максимально поднятым ковшом, L6 – вылет кромки ковша при разгрузке, L7 – габаритная длина, A – максимальная глубина копания, B – вылет на уровне земли, C – вылет для погрузки, D – максимальная высота копания, E – максимальная высота погрузки, F – угол поворота ковша, G – боковое смещение колонны, H – габаритная высота, J – ширина по опорным лапам, K – колея задних колес

Наиболее распространенный способ копания состоит в следующем. Поворотом ковш врезается в грунт, а затем ковш заполняется, срезая стружку поворотом рукоятки. После выхода из забоя наполненного ковша стрела поднимается, а поворотная колонна с рабочим оборудованием поворачивается к месту выгрузки. Выгрузку осуществляют также поворотом ковша, после чего колонка возвращается в исходное положение, а ковш опускается в забой.

Одна из основных задач проектирования ГОЭ – определение максимальных усилий, развиваемых на зубьях ковша. Эти усилия определяются:

- 1) силой тяжести ковша;
- 2) положением центра тяжести всей базы одноковшового экскаватора;
- 3) размерами стрелы и углом ее наклона (для лопаты 45–47°);
- 4) расстоянием от оси стрелы до оси вращения экскаватора.

Рекомендуемые усилия на зубьях при пустом ковше должны составлять 1/2 силы тяжести экскаватора (с учетом массы стрелы, рукоятки и ковша).

На базе анализа статистических данных по взаимосвязи масс, размеров и усилий разработаны эмпирические зависимости, связывающие основные параметры гидравлического одноковшового экскаватора.

Максимальные усилия связаны с параметрами экскаватора соотношением

$$P_{kmax} = K\sqrt[3]{m^2}, \quad (13.1)$$

где K – коэффициент пропорциональности, $K = 14 \dots 30$ (в зависимости от массы экскаватора);

m – масса экскаватора, кг.

Значения основных параметров определяют по формуле

$$\Pi_i = K_i\sqrt[3]{m}, \quad (13.2)$$

где K_i – коэффициент пропорциональности.

Значения K_i сведены в таблицы. Более того, временные характеристики, т.е. продолжительность операций и всего цикла, также связаны с m :

$$t_i = K_j\sqrt[3]{m}. \quad (13.3)$$

Соотношение времен, с, отдельных операций для различных по массе экскаваторов составляет:

	<i>тяжелые</i>	<i>легкие</i>
копание	25	27
поворот на выгрузку	24	25
выгрузка	27	29
поворот в забой	24	19

Выбор расчетных положений рабочего оборудования не представляет значительных трудностей. Все элементы работают в условиях консольных нагрузок. Поэтому опасные сечения – это шарнирные соединения, а опасные положения – условия, при которых максимальные нагрузки прилагаются к рассчитываемому элементу под углом около 90° .

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:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{A_1^3}{A_2^3} \dots, \quad (13.4)$$

где m_i – масса экскаватора, кг;

q_i – вместимость ковша, м^3 ;

N_i – мощность силовой установки, кВт;

A_i – линейный размер элемента экскаватора, м.

Во-вторых, по рассчитанной мощности и заданному давлению в гидросистеме подбирают гидронасос, а также параметры элементов гидросистемы.

Далее, исходя из предварительно выбранных размеров элементов рабочего оборудования, гидроцилиндров, гидродвигателей и гидронасосов, проводят уточненный проверочный расчет.

Основное расчетное оборудование гидравлического одноковшового экскаватора – это 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 ($P_{цк}$, $P_{цр}$ и $P_{це}$).

Для этого используют схему рабочего оборудования, представленную на рисунке 13.18.

В общем случае известны силы тяжести стрелы, рукояти и ковша с грунтом G_c , G_p и $G_{кт}$, а также силы сопротивления грунта копанию P_k и P_n . Следует найти усилия в гидроцилиндрах $P_{цс}$, $P_{цр}$, $P_{цк}$. Точки A , B и C – это места крепления пяты стрелы, рукояти и ковша соответственно.

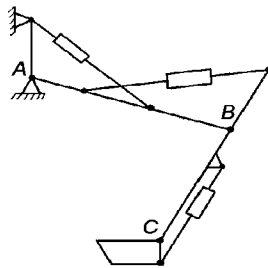


Рисунок 13.18 – Схема рабочего оборудования одноковшового экскаватора

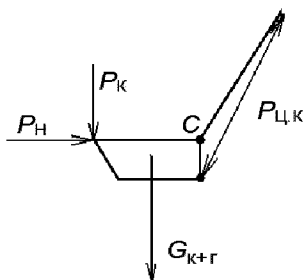


Рисунок 13.19 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндре ковша

2) Для определения усилий в гидроцилиндре рукоятки (рисунок 13.20) составляют уравнение моментов относительно точки B : $\sum M_B = 0$. Зная P_K , P_H , $G_{K+Г}$, G_p , можно получить $P_{Ц,р}$.

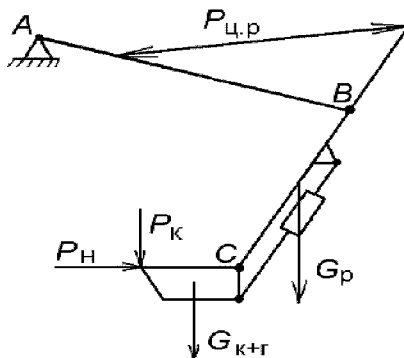


Рисунок 13.20 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндре рукоятки

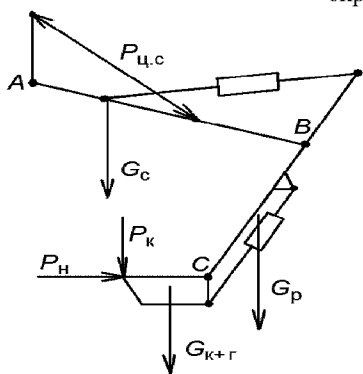


Рисунок 13.21 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндре стрелы

Усилия в гидроцилиндрах определяют, разделяя общую схему следующим образом:

1) Для определения усилий в гидроцилиндре ковша (рисунок 13.19) составляют уравнение моментов относительно точки C : $\sum M_C = 0$. Зная P_K , P_H , $G_{K+Г}$, можно определить $P_{Ц,К}$. Кроме того, эти усилия можно оценить, используя силовой многоугольник (вместо уравнения моментов).

3) Для определения усилий в гидроцилиндре стрелы (рисунок 13.21) составляют уравнение моментов относительно точки A : $\sum M_A = 0$. Имея P_K , P_H , $G_{K+Г}$, G_p , G_C , отсюда определяют $P_{Ц,с}$. Отметим, что при определении усилий в гидроцилиндрах рабочего оборудования траекторию копания (поворотом ковша, рукоятки) разбивают на 8–10 положений. Затем рассчитывают максимальные усилия, по которым подбирают гидроцилиндры.

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 и т.д.

Расчеты ведут, полагая, что в соответствующий гидроцилиндр жидкость поступает при максимальном давлении ($p_{\text{реакт}} \leq 1,5 p_n$).

Усилию в любом гидроцилиндре $P_{\text{ц},i}$ будет соответствовать реактивное давление в нем

$$P_{\text{ц},i} = \frac{4 p_{\text{ц},i}}{\pi D_{\text{ц}}^2}, \quad (13.5)$$

причем

$$p_{\text{ц},i} \leq [p_{\text{ц}}] = 1,5 \dots 2,0 p_n, \quad (13.6)$$

где p_n – номинальное давление гидронасоса, МПа.

Если $p_{\text{ц},i} > [p_{\text{ц}}]$, то необходимо пересмотреть схему рабочего оборудования и ограничить рабочее усилие P_k .

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.

Мощность, затрачиваемая на копание одновременным действием гидроцилиндров стрелы и рукояти, является наибольшей при осуществлении рабочего процесса:

$$N_{\text{коп}} = \frac{P_{\text{ц},p} v_{\text{ц},p}}{\eta_{\text{ц},p}} + \frac{P_{\text{ц},c} v_{\text{ц},c}}{\eta_{\text{ц},c}}, \quad (13.7)$$

где $\eta_{\text{ц},p}$ и $\eta_{\text{ц},c}$ – КПД гидроцилиндров рукояти и стрелы;

$P_{\text{ц},p}$, $P_{\text{ц},c}$ – усилия в гидроцилиндрах рукояти и стрелы, Н;

$v_{\text{ц},p}$, $v_{\text{ц},c}$ – скорости штоков гидроцилиндров рукояти и стрелы, Н.

Расчеты на устойчивость гидравлического экскаватора, оборудованного обратной лопатой, производят для двух рабочих и двух транспортных положений.

В первом рабочем положении (рисунок 13.22) машина находится на горизонтальной площадке, подъем полного ковша и его отрыв от грунта (у

самой бровки забоя, ближайшей к гусенице или колесам) осуществляют под действием максимальных усилий в гидроцилиндре подъема стрелы. При этом рабочее оборудование перпендикулярно продольной оси машины (т. е. продольная ось рабочего оборудования перпендикулярна продольной оси экскаватора).

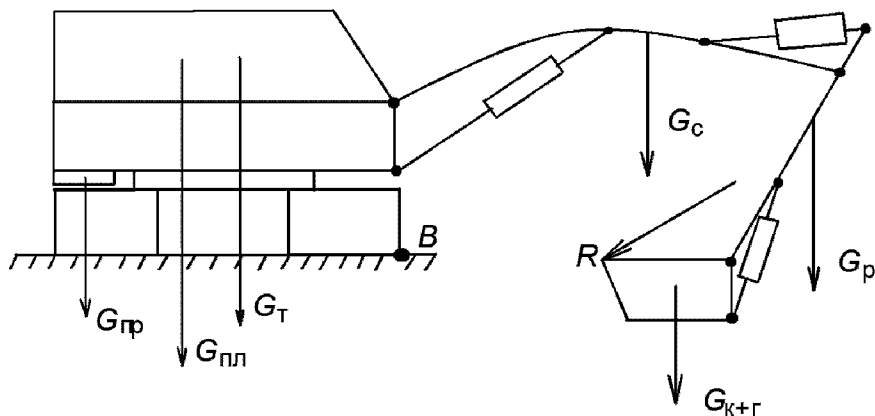


Рисунок 13.22 – Схема для определения устойчивости экскаватора в первом рабочем положении

Направление силы реакции грунта R перпендикулярно линии, соединяющей центр поворота стрелы (пяты стрелы) и режущую кромку ковша (рисунок 13.23).

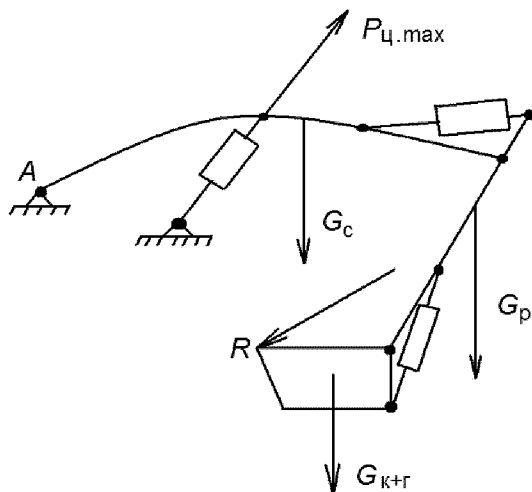


Рисунок 13.23 – Силовая схема для оценки устойчивости экскаватора

Составляется уравнение моментов относительно точки А: $\sum \bar{M}_A = 0$, откуда находят силу R (имеются G_c , G_p , $G_{к+г}$ и $P_{ц,макс}$ – усилие, развиваемое в гидроцилиндре управления стрелой при предельном давлении в гидросистеме).

Далее находят коэффициент запаса устойчивости

$$K_y = \frac{M_y}{M_{опр}}, \quad (13.8)$$

где M_y – момент удерживающих сил относительно ребра опрокидывания В, Н·м;
 $M_{опр}$ – момент опрокидывающих сил относительно того же ребра, Н·м.

В числитель входят моменты сил тяжести противовеса $G_{пр}$, поворотной платформы $G_{пл}$, тележки ходовой G_T , в знаменатель – моменты сил G_c , G_p , $G_{к+г}$, R .

Коэффициент устойчивости должен быть $K_y \geq 1,15$.

Во втором рабочем положении (рисунок 13.24) экскаватор находится на площадке (под углом 12° к горизонту); производится выгрузка вязкого грунта на максимальном вылете ковша, при этом продольная ось рабочего оборудования перпендикулярна продольной оси экскаватора (т.е. силы сопротивления копанью отсутствуют). В этом положении рассматривается устойчивость экскаватора относительно ребра В:

$$K_y = \frac{M_y}{M_{опр}}. \quad (13.9)$$

Здесь в числителе – моменты удерживающих сил ($G_{пр}$, $G_{пл}$, G_T), а в знаменателе – моменты опрокидывающих сил, с учетом угла наклона площадки (для второго положения также $K_y \geq 1,15$).

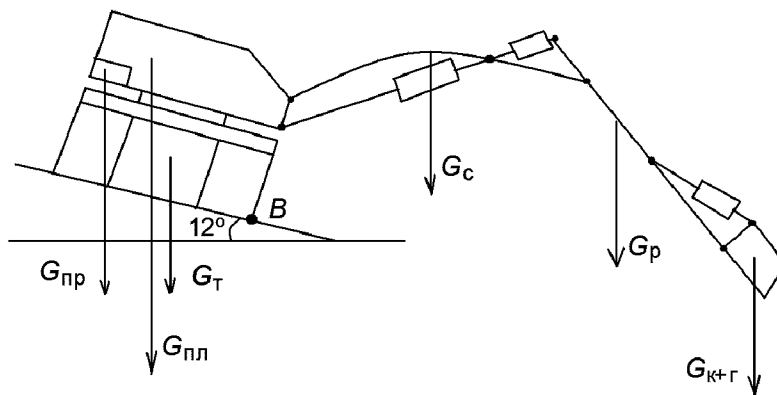


Рисунок 13.24 – Схема для определения устойчивости экскаватора во втором рабочем положении

Для транспортных положений приняты следующие соображения:

1) В первом транспортном положении (рисунок 13.25, а) экскаватор движется на подъем; рабочее оборудование закреплено в транспортном положении; опрокидыванию способствует ветер ($p_{уд} = 250$ Па). Расчет ведут для максимального наклона опорной поверхности движения.

Максимальный угол подъема (уклона) находят по условию реализации максимального тягового усилия или сцепления движителя с дорогой:

$$\arctg \varphi \geq \alpha_{\max} \leq \alpha_N, \quad (13.10)$$

где φ – коэффициент сцепления движителя с дорогой;

α_N – предельный угол подъема (уклона), который определяют тяговым расчетом,

$$\sin \alpha_N = \frac{N\eta}{G_3 v_{\min} (1 + f^2)} - f \sqrt{\frac{1}{1 + f^2} - \left[\frac{N\eta}{G_3 v_{\min} (1 + f^2)} \right]^2}, \quad (13.11)$$

N – мощность силовой установки, Вт;

η – КПД трансмиссии;

v_{\min} – минимальная скорость передвижения, м/с;

f – коэффициент сопротивления перемещению;

G_3 – сила тяжести экскаватора, Н.

2) Во втором транспортном положении (рисунок 13.25, б) экскаватор движется под уклон; рабочее оборудование закреплено в транспортном положении; ветер ($p_{уд} = 250$ Па) направлен против движения.

Вычисляется наибольший угол уклона (по тем же формулам, что и в первом положении).

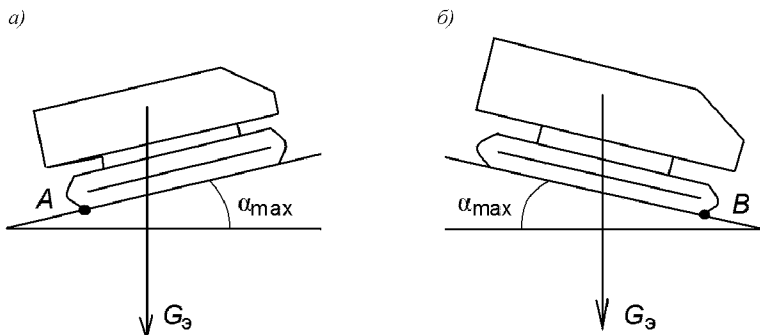


Рисунок 13.25 – Схемы для определения устойчивости экскаватора:

а – в первом; б – во втором транспортном положении

Опрокидывание определяется относительно точки ребра А или В:

$$K_y = \frac{M_y}{M_{\text{опр}}} \geq 1,2. \quad (13.12)$$

13.2 Одноковшовые экскаваторы с гибкой подвеской

Экскаваторы с гибкой подвеской рабочего оборудования представляют собой полноповоротные машины с одномоторным и многомоторным (дизель-электрическим) приводом. Одномоторный привод имеют экскаваторы 3–5-й размерных групп, многомоторный – 6-й размерной группы.

Основными видами сменного рабочего оборудования являются прямая и обратная лопаты, драглайн, грейфер и кран (рисунок 13.26). Кроме того, экскаваторы оснащают оборудованием для погружения свай, планировки и зачистки площадок, засыпки траншей, корчевания пней, рыхления мерзлых и скальных грунтов, разрушения дорожных покрытий и др.

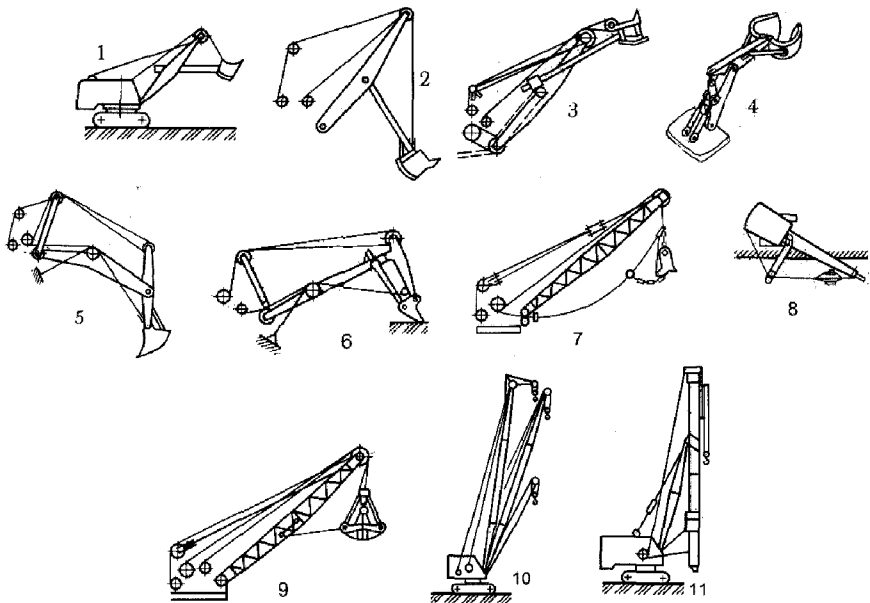


Рисунок 13.26 – Основные виды и исполнения сменного рабочего оборудования канатных экскаваторов:

- 1 – прямая лопата; 2 – маятниковая прямая лопата; 3 – напорная прямая лопата;
- 4 – прямая лопата со створчатым ковшом; 5 – обратная лопата; 6 – планировочное оборудование; 7 – драглайн; 8 – боковой драглайн; 9 – канатный грейфер;
- 10 – крановое оборудование; 11 – копер

Главная часть одноковшового экскаватора с гибкой подвеской (рисунок 13.27) – это рабочее оборудование, включающее стрелу 8, рукоять 11 и ковш 10. В нашем случае рассматривается расчетное рабочее оборудование – прямая лопата. Стрела своей пятой (в нижней части) соединена цилиндрическим шарниром с поворотной платформой 3, а головной верхней частью подвешена канатом стрелоподъемного механизма 5 к двуногой стойке 6. Канат (его называют стреловым), проходя через блоки на двуногой стойке, запасован на барабане лебедки стрелоподъемного механизма. Двуногая стойка служит для увеличения угла между стреловым канатом и стрелой, что уменьшает усилия подъема рабочего оборудования. С помощью лебедки механизма 5 изменяют угол наклона стрелы (к плоскости опорной поверхности) в интервале $45\text{--}60^\circ$.

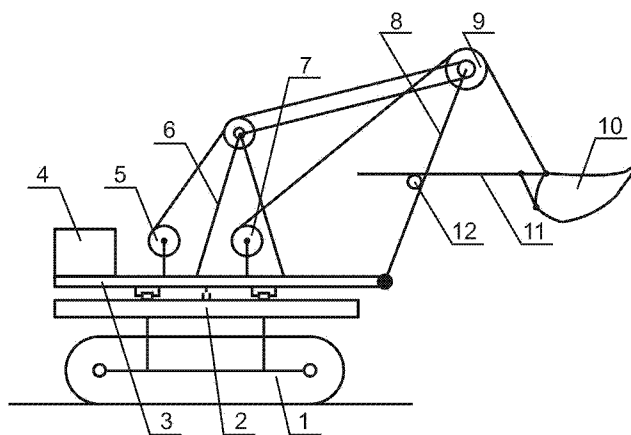


Рисунок 13.27 – Схема управления рабочим оборудованием экскаватора с гибкой подвеской:

- 1 – ходовое устройство; 2 – нижняя рама; 3 – поворотная платформа; 4 – силовая установка;
 5 – лебедка стрелоподъемного механизма; 6 – двуногая стойка;
 7 – лебедка механизма подъема ковша; 8 – стрела; 9 – головной блок; 10 – ковш; 11 – рукоять;
 12 – узел напорного механизма (его привод не показан)

Ковш закреплен на рукояти и подвешен подъемным канатом на стреле через головной блок 9 и барабан лебедки подъемного механизма 7 (т. е. через полиспаст подъемного механизма).

При работе прямой лопаты возникает необходимость совмещения подъема ковша с поступательным движением рукояти. Эту работу выполняет напорный механизм.

Напорные механизмы одноковшовых универсальных экскаваторов бывают по приводу рукояти канатные и зубчато-реечные (кремальерные), по принципу действия – зависимые, независимые и комбинированные (рисунок 13.28).

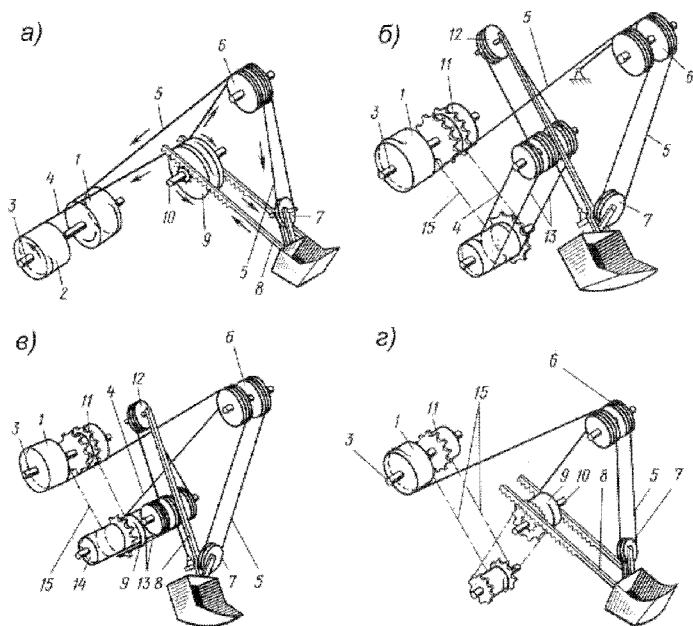


Рисунок 13.28 – Схемы напорных механизмов экскаваторов с гибкой подвеской прямой лопаты:

- а* – зависимый реечно-зубчатый; *б* – независимый канатный;
в – комбинированный канатный; *г* – комбинированный зубчато-реечный;
 1 – подъемный барабан; 2 – возвратный барабан; 3 – вал главной лебедки; 4 – возвратный канат; 5 – подъемный канат; 6 – головные блоки; 7 – блок ковша; 8 – рукоять ковша; 9 – дополнительный барабан; 10 – напорный вал; 11 – звездочка напорного механизма; 12 – уравнительный блок; 13 – напорный канат; 14 – напорный барабан; 15 – напорная цепь

Канатный напорный механизм чаще всего применяют при однобалочной (внутренней) рукоятки. При двухбалочной рукоятки устанавливают зубчато-реечный напорный механизм.

При зависимом напорном механизме поступательное движение рукоятки связано с натяжением каната подъема ковша. При таком механизме можно только уменьшать напорное усилие. При независимом напорном механизме поступательное движение рукоятки не зависит от подъема ковша. При совмещении зависимости и независимости напорных механизмов (комбинированном напорном механизме) напорное усилие зависит от силы натяжения каната.

Наиболее распространен комбинированный механизм напора (см. рисунок 13.28, *в* и *г*). При меньшей нагрузке двигателя он обеспечивает плавную работу и почти автоматическое выдвигание ковша, что создает условия для его лучшего наполнения.

Рабочие движения одноковшового экскаватора обеспечиваются механизмами подъема ковша, напора, поворота и открывания днища ковша.

Как уже отмечалось, строительные одноковшовые экскаваторы с гибкой подвеской имеют однодвигательный привод (исключая одноковшовые экскаваторы с предельными типоразмерами). Каждый исполнительный механизм имеет самостоятельную связь с двигателем и поэтому должен независимо к нему подключаться. Передача движения осуществляется зубчатыми и цепными передачами, а включение отдельных механизмов – с помощью фрикционных (ленточных, конусных или пневматических) и кулачковых муфт (только для медленно вращающихся валов).

При однодвигательном приводе кинематические схемы в основном зависят от конструкции лебедок и типа напорного механизма. Так, барабаны главной лебедки (подъемного механизма) размещают на одном или двух валах. В первом случае размещение двух барабанов лебедки на одном валу позволяет сместить механизмы назад, что уменьшает противовес, но усложняет монтаж, а также увеличивает размеры и массу вала.

Итак, главный механизм – это *механизм подъема ковша*. Он должен обеспечивать подъем и удержание ковша в фиксированном положении, а также его гравитационное опускание.

Один из вариантов кинематической цепи привода главной лебедки подъема ковша имеет следующий вид (рисунок 13.29). Двигатель 1 через зубчатый (или цепной) редуктор 2 и зубчатую передачу 3 связан с барабаном 6, насаженным на валу свободно. Он приводится во вращение фрикционной муфтой 4. На барабане установлен тормоз (колодочный) 5. На этом же валу свободно сидит возвратный барабан 7, на который наматывается канат, идущий от барабана механизма напора (как правило, на этом же валу крепят коническую муфту привода механизма открывания днища ковша).

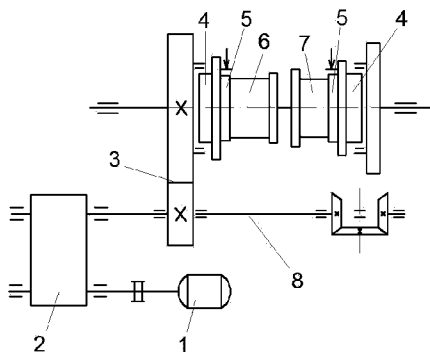


Рисунок 13.29 – Кинематическая цепь привода главной лебедки подъема ковша:
1 – двигатель; 2 – редуктор; 3 – зубчатая передача; 4 – фрикционная муфта; 5 – колодочный тормоз; 6 – барабан; 7 – возвратный барабан; 8 – главный трансмиссионный вал

В свою очередь, при независимом напоре канат 1 (рисунок 13.30), который закрепляется на барабане главной лебедки 2, проходит на блок 3 двуногой стойки, огибает блок 4 головки стрелы, затем блок 5 ковша и через блок 6 направляется к месту крепления на стреле с помощью коуша 7.

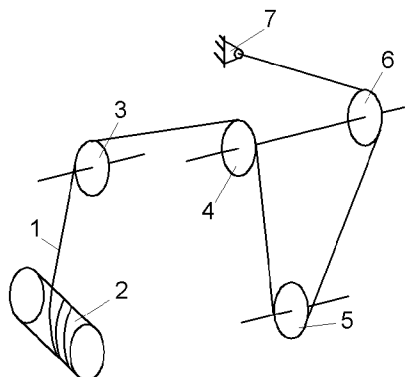


Рисунок 13.30 – Схема запасовки механизма подъема ковша для прямой лопаты:
1 – канат; 2 – барабан главной лебедки; 3 – 6 – блоки; 7 – коуш

Далее по значимости следует *механизм напора*, который должен обеспечивать перемещение рукояти относительно стрелы в прямом и обратном направлениях, а также ее удержание в фиксированном положении как при копании, так и во время транспортных операций.

Этот механизм, как отмечалось, имеет два основных варианта привода рукояти в зависимости от ее конструкции:

1) *канатный* (в виде реверсивной лебедки для однобалочной рукояти). Он имеет меньший, чем другие, срок службы, но дает наименьшие динамические нагрузки;

2) *зубчато-реечный* (в виде реверсивной зубчато-реечной передачи для двухбалочной рукояти). Он имеет наибольшую жесткость. Этот механизм называют еще кремальерным (кремальера – это зубчатая рейка, ее приваривают или крепят болтами к рукояти).

При независимом механизме напора необходимые усилия и скорости не зависят от силы натяжения и скорости подъема ковша. Он может иметь цепную или канатную передачу движения напорному барабану (канатная предпочтительнее, так как амортизирует динамические нагрузки). Высокие значения напорного усилия можно реализовать при любом рабочем усилии подъема ковша. Но при этом скорость напора имеет постоянные ограниченные значения, поэтому напорный механизм включают, как правило, на короткие периоды времени.

Напорное усилие регулируют включением фрикционной муфты барабана или его притормаживанием.

Далее по значимости идет *механизм поворота*. Как отмечалось, все полноповоротные одноковшовые экскаваторы имеют одинаковую базовую часть, поворотная платформа которой поворачивается с помощью опорно-поворотного устройства (см. рисунок 13.5). Механизм поворота обеспечивает прямое и возвратное вращения поворотной платформы, а поскольку поворот составляет весьма большую часть цикла ($\sim 2/3$), используют режимы ускоренного разгона и торможения.

Механизм перемещения включают довольно редко – только при передвижении на новую позицию или перебазировании на новую строительную площадку. При этом обычно ограничиваются малыми скоростями перемещения. Его основные схемы рассмотрены ранее.

Стрелоподъемный механизм включают еще реже, чем механизм передвижения. Его выполняют в виде реверсивной лебедки с червячным или другим приводом, в состав которого входит специальная обгонная муфта, предохраняющая от резкого падения стрелы.

Канат подъема стрелы (рисунок 13.31) запасовывается одинаково для всех одноковшовых экскаваторов: один конец крепится на барабане, затем через систему блоков на стойке и головке стрелы канат крепится другим концом к стойке. Подвеска стрелы машин с ковшом $q \leq 2 \text{ м}^3$ состоит из четырех канатных ветвей. В более крупных экскаваторах число ветвей составляет восемь и более.

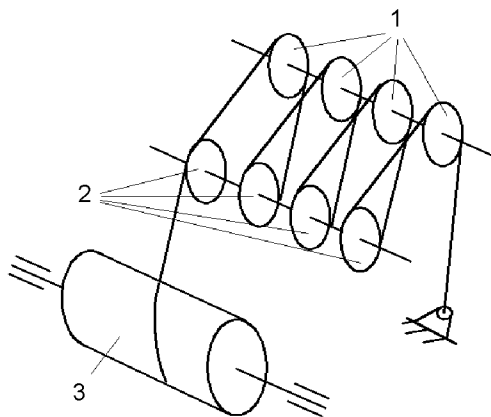


Рисунок 13.31 – Схема запасовки механизма подъема стрелы:

1 – головка стрелы; 2 – стойка; 3 – барабан подъема стрелы

Механизм открывания днища – канатного типа. Его закрывают резким торможением подъемной лебедки.

Рабочее оборудование. Как отмечалось, конструкция ковша зависит от вида выполняемых работ и типа рабочего оборудования. Ковш прямых ло-

пат имеет открывающееся днище, через которое выгружается грунт. В обратных лопатах и драглайнах грунт выгружается через открытую переднюю часть ковша.

Ковши прямой лопаты разделяют на тяжелые, средние и легкие. Тяжелые ковши, как правило, выполняют цельнолитыми. Легкие ковши имеют сварную конструкцию. Средние ковши имеют комбинированную конструкцию с литым козырьком и сварным корпусом.

Для уменьшения износа переднюю стенку ковша делают из износостойчивой стали. В передней части она имеет козырек, оснащенный зубьями или сплошной режущей кромкой.

Ковш с рукоятью соединяют, как правило, с помощью шарнирных соединений, допускающих замену ковша и изменение угла его крепления к рукояти.

Днище ковша открывается под действием сил тяжести ковша и грунта, после того как запорный механизм (включающий засов днища и отверстие для него в приливе передней стенки, а также рычажный механизм и цепь или канат) освобождает засов из отверстия.

Основной параметр ковша – его вместимость q , зависящая от ширины B_k , длины L_k и высоты H_k :

$$q = B_k L_k H_k. \quad (13.13)$$

Они связаны между собой следующим образом:

$$B_k = 1,2 \sqrt[3]{q} - (B_k - \text{ширина ковша по внутреннему размеру});$$

$$L_k = 0,9 \sqrt[3]{q} - (L_k - \text{длина средней части ковша});$$

$$H_k = 0,93 \sqrt[3]{q} - (H_k - \text{высота ковша по внутреннему размеру, измеренная посередине его длины}).$$

Ковши обратной лопаты состоят из сварного корпуса и литого (сварного) козырька с зубьями. Они имеют также и боковые зубья для предотвращения заклинивания при отрывке траншей. Ковши имеют закругленное неподвижное днище. Они крепятся пальцами и тягами на рукояти с отверстиями для изменения угла установки ковша.

Разгрузка производится при повороте ковша и выносе рукояти.

Ковши драглайна имеют форму совка, открытого спереди и сверху. Их конструкции бывают двух типов: арочные (универсальные) и безарочные (для мягких и средних грунтов), где вместо арки применяются трубные распорки.

Ковш состоит из сварного корпуса, козырька с проушинами и арки. Арка придает ковшу жесткость и служит для крепления разгрузочного каната.

В комплект ковша входит упряжь, состоящая из цепей (подъемных и тяговых) и деталей, соединяющих ковш с тяговым и подъемным канатами.

Стрела представляет собой наклонную балку или ферму, нижним концом (пятой) шарнирно соединенную с поворотной платформой, а верхним – подвешенную к двуногой стойке или надстройке. В безнапорных лопатах (прямой и обратной) дополнительным звеном крепления стрелы является передняя стойка.

Различают сплошные и сквозные стрелы. В плане большинство из них имеет уширенную пятую (для лопат).

По числу балок различают одно- и двухбалочные стрелы.

Стрелы лопат имеют корпуса коробчатого или трубчатого сечения. Трубчатые стрелы при одинаковой несущей способности имеют меньшую массу по сравнению с коробчатыми.

У драглайнов стрелы в 2,0–2,5 раза больше стрел прямой лопаты. Стрелы драглайна представляют собой пространственные решетчатые конструкции прямоугольного, трапецидального и треугольного сечения. Их выполняют обычно решетчатыми (сварными четырехгранными с поясами уголкового профиля, соединенными решетками из полосовой или профильной стали). Чаще всего их выполняют секционными, упрощая возможность транспортировки и изменения длины. Для драглайнов с большой вместимостью ковша применяют решетчатые трехгранные, рыбообразные и мачтовантовые конструкции. У последних растянутыми (вантовыми) элементами служат канаты.

При производстве специальных работ стрелы оснащаются дополнительными устройствами или приспособлениями. Так, например, для драглайна обойму блока стрелы выполняют поворотной; для грейфера в нижней части стрелы имеется устройство, удерживающее ковш от раскачивания; для копра или грейфера на головке стрелы устанавливают два блока и снабжают их защитным приспособлением для предотвращения схода канатов.

Рукоять связывает ковш со стрелой и напорным (в прямых лопатах) или подъемным (в обратных лопатах) механизмами, придавая ковшу направленное движение.

Рукояти бывают однобалочными (при двухбалочной стреле) и двухбалочными (при однобалочной стреле). Оба вида представляют собой сварные конструкции, выполненные из листового или профильного проката. Поперечное сечение может быть прямоугольным или круглым. Их передний конец шарнирно или жестко соединен с ковшом.

Однобалочные рукояти проще по конструкции, но имеют ограниченную жесткость, поэтому применяются в экскаваторах с вместимостью ковша менее 1 м^3 . Двухбалочные рукояти имеют более сложную конструкцию, но и увеличенную жесткость, что обеспечивает их применение в экскаваторах с вместимостью ковша более 1 м^3 .

Общий расчет главных механизмов. При работе одноковшовых экскаваторов их рабочие органы, механизмы и металлоконструкции подвергаются

нагрузкам, которые изменяются в широких пределах (в зависимости от операции рабочего цикла). Поэтому для определения мощности, затрачиваемой на работу основных механизмов, необходимо найти сопротивления, возникающие при выполнении отдельных операций.

Безусловно, наибольшие сопротивления развиваются при копании. Как уже отмечалось, *общее сопротивление* грунта копанию раскладывают на *касательную* P_k и *нормальную* P_n составляющие.

Напомним, что для оценки P_k обычно пользуются упрощенной формулой

$$P_k = \kappa_1 b c, \quad (13.14)$$

где κ_1 – удельное сопротивление копанию зависит от свойств грунта и типа рабочего оборудования, $\kappa_1 = 0,02 \dots 4,0$ МПа;

b – ширина срезаемой стружки, м;

c – максимальная толщина стружки, м.

В свою очередь, толщину можно определить по формуле

$$c = \frac{q_n}{b H \kappa_p}, \quad (13.15)$$

где q_n – номинальный объем ковша, м^3 ;

H – высота копания (она же наибольшая высота забоя), м;

κ_p – коэффициент разрыхления грунта в ковше.

После подстановки

$$P_k = \frac{\kappa_1 q_n}{H \kappa_p}. \quad (13.16)$$

Нормальная составляющая

$$P_n = \psi P_k, \quad (13.17)$$

где ψ – коэффициент пропорциональности, зависящий от режимов копания, степени затупления и др., $\psi = 0,1 \dots 0,6$.

Силы реакции грунта, действующие на ходовое оборудование, силы тяжести узлов одноковшовых экскаваторов, а также составляющие P_k и P_n являются внешними силами. Они служат отправными (исходными) данными для определения нагрузок на элементы рабочего оборудования и на механизмы, для оценки мощности и устойчивости одноковшовых экскаваторов.

Расчет подъемного и напорного механизмов сводится к определению усилий ($S_{\text{под}}$, $S_{\text{нап}}$), скоростей ($v_{\text{под}}$, $v_{\text{нап}}$) и мощностей ($N_{\text{под}}$, $N_{\text{нап}}$) подъема и напора, а также кинематических параметров этих механизмов (диаметров и скоростей вращения барабана, передаточных чисел узлов трансмиссии, кратностей полиспадов и др.).

При одномоторном приводе общая мощность одноковшового экскаватора представляет собой сумму мощностей подъема и напора.

При подъеме ковша наибольшие усилия в полиспаде возникают в положении: угол наклона стрелы 45° , зубья ковша находятся на уровне оси напорного вала, рукоять горизонтальна, толщина стружки и P_k имеют наибольшие значения (рисунок 13.32).

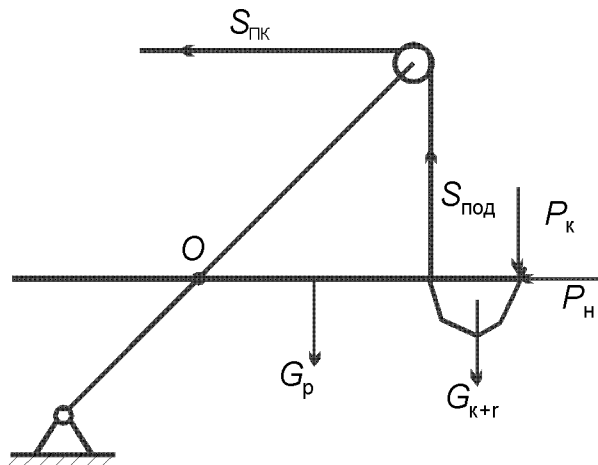


Рисунок 13.32 – Силевая схема механизма подъема ковша

Исходя из условия равновесия сил из уравнения моментов $\sum M_O = 0$ относительно точки O находим подъемное усилие

$$S_{\text{под}} = \frac{P_k r_k + G_p r_p + G_{к+г} r_{к+г}}{r_{\text{под}}}, \quad (13.18)$$

где G_i – силы тяжести рукояти ковша с грунтом, Н;

r_i – плечи упомянутых сил, м.

Зная усилие на блоке ковша $S_{\text{под}}$, находим мощность привода подъема ковша $N_{\text{под}}$:

$$N_{\text{под}} = \frac{S_{\text{под}} v_{\text{под}}}{\eta}, \quad (13.19)$$

где $v_{\text{под}}$ – скорость подъема ковша, м/с,

$$v_{\text{под}} = \begin{cases} 0,45 - \text{при массе экскаватора } 5 - 10 \text{ т,} \\ 0,60 - 15 - 45 \text{ т,} \\ 0,65 - 50 - 75 \text{ т;} \end{cases}$$

η – КПД привода подъема ковша, $\eta = 0,85 \dots 0,88$.

Рабочее усилие в подъемном канате $S_{\text{пк}}$ лебедки при использовании сдвоенного полиспаста:

$$S_{\text{пк}} = \frac{S_{\text{под}}}{\eta_{\delta_1} + \eta_{\delta_2}} \quad (13.20)$$

или

$$S_{\text{пк}} = \frac{S_{\text{под}}}{2\eta_{\text{под}}}, \quad (13.21)$$

где $\eta_{\delta_1}, \eta_{\delta_2}$ – КПД каждого блока, $\eta = 0,96 \dots 0,98$;

$\eta_{\text{под}}$ – КПД подвески ковша.

Ковш крепится на двух ветвях за боковые стенки.

Максимальное усилие подъема (в случае, если вся мощность идет на подъем, а усилие и скорость напора равны нулю)

$$S_{\text{под.макс}} = 1,5S_{\text{под}}, \quad (13.22)$$

отсюда

$$S_{\text{пк.макс}} = \frac{S_{\text{под.макс}}}{2\eta_{\text{под}}}. \quad (13.23)$$

По значению $S_{\text{пк.макс}}$ выбирают диаметр каната и запас прочности (4,2–4,5 при малой мощности и 4,5–5,0 при большой мощности).

Диаметр барабана подъема ковша по диаметру каната (d_k):

$$D_{\delta} = (27 \dots 30) d_k. \quad (13.24)$$

Передаточное число механизма подъема

$$i_{\text{под}} = \frac{S_{\text{пк}} D_{\text{б}}}{2\eta_{\text{под}} M_{\text{н}}}, \quad (13.25)$$

где $M_{\text{н}}$ – номинальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Продолжительность процесса копания при подъеме ковша

$$t_{\text{к}} = \frac{L_1 - L_2}{v_{\text{под}}}, \quad (13.26)$$

где L_1, L_2 – длина полиспаста в начале и в конце копания, м.

При расчете напорного механизма рассматриваются три основных положения:

1) начало копания. Рукоять вертикальна, угол наклона стрелы 60° , ковш пустой, $S_{\text{под}}$ – расчетная, $P_{\text{н}} = 0,5P_{\text{к}}$;

2) конец копания. Рукоять горизонтальна, полностью выдвинута, угол наклона стрелы 60° , ковш груженный;

3) рукоять полностью выдвинута, груженный ковш поднят в наивысшее положение и вышел из забоя, угол наклона стрелы 60° . Реакция грунта отсутствует.

При расчете оборудования прямой лопаты определяют *активное* и *пассивное* напорные усилия.

Активное напорное усилие затрачивается на преодоление сопротивления грунта копанию (и составляющей $S_{\text{под}}$). Пассивное усилие затрачивается только на преодоление $S_{\text{под}}$.

Итак, активное напорное усилие определяется для трех расчетных положений (затем принимается наибольшее из них):

1) *начало копания* (рисунок 13.33, а). На систему действуют: силы тяжести $G_{\text{р}}$, $G_{\text{к}}$, усилие подъема $S_{\text{под}}$ (оно уже известно) и реакция грунта. (В начале копания $P_{\text{н}} \approx 0,5P_{\text{к}}$). Из уравнения моментов относительно оси напорного вала $\sum M_{\text{о}} = 0$:

$$P_{\text{к}} = \frac{S_{\text{под}} l_{\text{под}} + G_{\text{р}} l_{\text{р}} + G_{\text{к}} l_{\text{к}}}{l_{\text{к}}^{\text{x}}}, \quad (13.27)$$

где l_i – плечи сил, м.

Зная $S_{\text{под}}$, $P_{\text{к}}$, $P_{\text{н}}$, $G_{\text{к}}$ и $G_{\text{р}}$, строят многоугольник сил и определяют равнодействующую R , а также ее составляющие:

а) силу, действующую вдоль рукояти, – $S_{\text{нап}}^{a'}$, Н;

б) силу, ей перпендикулярную – реакцию седлового подшипника N'_c , Н;

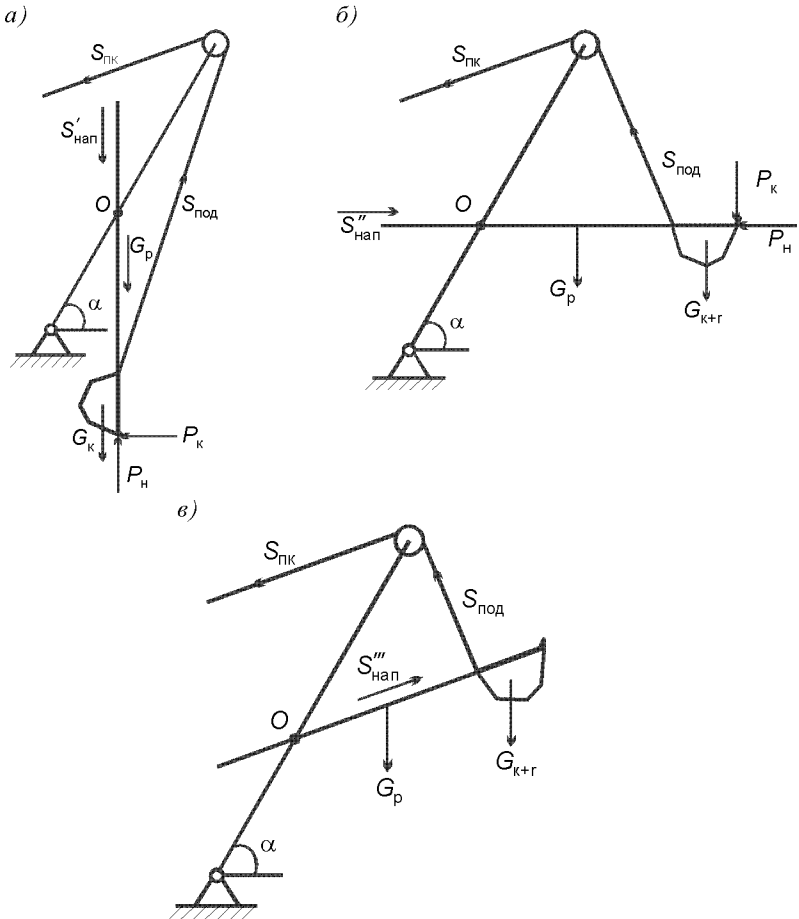


Рисунок 13.33 – Силовая схема механизма напора:

а – первое; б – второе; в – третье положения

2) конец копания (рисунок 13.33, б): зубья ковша на уровне напорного вала ($P_{\text{н}} \approx 0,2P_{\text{к}}$). Составляют уравнения моментов $\sum M_O = 0$ и решают относительно $P_{\text{к}}$.

Зная $P_{\text{к}}$, $P_{\text{н}}$, $S_{\text{под}}$ (та же, что и в первом положении), $G_{\text{к+г}}$ и $G_{\text{р}}$, составляют многоугольник сил, определяя R , а также $S_{\text{нап}}^{a'}$ и N'_c ;

3) рукоять полностью выдвинута (рисунок 13.33, в) с подъемом грузе-ного ковша в крайнее верхнее положение (реакция грунта отсутствует)

$\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{к}}} = 0 \right)$. Зная $G_{\text{к+г}}$ и $G_{\text{р}}$, строят многоугольник сил и находят R , а также

$S_{\text{нап}}^{\text{a''}}$ – вдоль рукояти и $N_{\text{с}}^{\text{m}}$. В этом положении напорное усилие удерживает рукоять с ковшом.

Далее выбирают максимальное $S_{\text{нап}}^{\text{a}}$ из $S_{\text{нап}}^{\text{a'}}$, $S_{\text{нап}}^{\text{a''}}$ и $S_{\text{нап}}^{\text{a'''}}$. Эти силы действуют на рукоять со стороны грунта. В свою очередь, силы напора ($S_{\text{нап}}^{\text{a'}}$, $S_{\text{нап}}^{\text{a''}}$, $S_{\text{нап}}^{\text{a'''}}$), которыми рукоять действует на грунт, равны по величине и противоположны по направлению этим силам.

О пассивном напорном усилии в тяжелых грунтах. Может возникнуть необходимость копания выше напорного вала (см. положение на рисунке 13.33, в), но без поступательного движения напора. Поэтому подъем грузе-ного ковша и его удержание для разгрузки в этом положении производят пассивным напорным усилием $S_{\text{нап}}^{\text{п}}$.

Для его определения находят реакцию грунта $P_{\text{к}}$ из уравнения моментов $\sum M_{\text{O}} = 0$. При этом принимают $S_{\text{под.макс}}$. Затем строят многоугольник сил и находят $S_{\text{нап}}^{\text{п}}$. По этому значению рассчитывают тормозные устройства.

Затем определяют мощность напорного механизма

$$N_{\text{нап}} = \frac{S_{\text{нап}}^{\text{a}} v_{\text{нап}}}{\eta_{\text{нап}}}, \quad (13.28)$$

где $S_{\text{нап}}^{\text{a}}$ – максимальное усилие напора (из трех положений), Н;

$v_{\text{нап}}$ – скорость напора ($v_{\text{нап}} = 0,6 v_{\text{под}}$), м/с;

$\eta_{\text{нап}}$ – КПД механизма напора ($\eta_{\text{нап}} = 0,85$).

Эксплуатационную производительность ОЭ определяют следующим образом:

$$П_{\text{э}} = \frac{\kappa_{\text{в}} \kappa_{\text{н}} q_{\text{к}}}{\kappa_{\text{р}} T_{\text{ц}}}, \quad (13.29)$$

где $\kappa_{\text{в}}$ – коэффициент использования экскаватора по времени, $\kappa_{\text{в}} = 0,75 \dots 0,95$;

$\kappa_{\text{н}}$ – коэффициент наполнения ковша;

$\kappa_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления грунта;

$T_{\text{ц}}$ – время цикла, с.

Основные направления совершенствования и развития одноковшовых экскаваторов связаны в основном с повышением их технического уровня и расширением технологических возможностей.

Во-первых, это комплекс ресурсосберегающих мероприятий, к которым относятся:

- снижение удельных показателей материал- и энергоемкости при повышении производительности;

- совершенствование систем управления механизмами и агрегатами с использованием бортовых компьютеров и микропроцессорной техники; в том числе применение системы электронного управления, регулирующей мощность двигателя в зависимости от нагрузки и защищающей его от перегрузок;

- развитие автоматизации рабочего процесса экскавации;

- создание энергосберегающих устройств, обеспечивающих существенное снижение потерь энергии и экономию топлива за счет совершенствования конструкций экскаваторов и их рабочего процесса;

- взаимозаменяемость силовых агрегатов, обеспечивающих возможность использования не только дизельного, но и электрического привода;

- повышение надежности, в том числе ремонтпригодности путем расширенного применения модульных конструкций и унифицированных агрегатов в механизмах хода и поворота, трансмиссии и системе управления.

Во-вторых, методы и средства, направленные на расширение технологических возможностей экскаваторов:

- повышение универсальности путем увеличения количества сменного рабочего оборудования;

- создание новых типов машин за счет применения эффективных физических и других методов (вакуумные экскаваторы и др.);

- расширение типоразмерного ряда путем разработки как миниэкскаваторов, так и экскаваторов большой единичной мощности;

- расширение технологических возможностей малогабаритных экскаваторов в стесненных условиях, а также на площадках ограниченных размеров за счет смещения оси копания, конструкции поворотной платформы, не выступающей за пределы габаритов ходовой тележки;

- модернизация существующих машин за счет их оснащения легкоъемными рабочими органами многофункционального назначения.

В-третьих, совершенствование систем безопасности, а также улучшение эргономических и экологических характеристик экскаваторов:

- применение систем безопасности, обеспечивающих постоянный контроль позиции стрелы (во избежание соударений с кабиной), что актуально на площадках ограниченных размеров;

- автоматическое гашение колебаний рабочего оборудования в рабочем режиме;

– повышение степени комфорта кабины оператора (на уровень легковых автомобилей) за счет оснащения системами кондиционирования, эргономичного расположения приборов и рукоятей управления, оптимального кругового обзора, а также вибро- и звукозащиты;

– минимизация воздействия на окружающую среду за счет пониженного давления на грунт (до 0,02 МПа) путем увеличения размеров гусеничных лент по ширине и длине, а также путем применения резиновых гусеничных звеньев;

– разработка конструкции кабин со встроенной защитой от падения кусков грунта.

14 МНОГОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Многоковшовые экскаваторы (МЭ) являются наиболее распространенными землеройными машинами непрерывного действия. Они выполняют основной объем земляных и открытых горных работ, который приходится на машины непрерывного действия в целом, в частности, разработка выемок и сооружение насыпей, а также планировочные работы и сооружение откосов.

В отличие от одноковшовых экскаваторов МЭ являются специализированными машинами, конструктивные схемы которых значительно отличаются друг от друга.

Они разрабатывают грунт выше уровня стоянки (МЭ верхнего копания) или ниже (МЭ нижнего копания). Современные экскаваторы в основном могут работать как верхним, так и нижним копанием. Разработанный грунт передается на транспортирующие устройства (входящие в состав этих экскаваторов), которые передают его на специальные разгружающие устройства (у экскаваторов большой мощности) или же непосредственно разгружают в транспортные средства или в отвал. (В некоторых случаях транспортировка грунта производится только рабочим органом, который и передает грунт на разгрузочные устройства.)

При разработке забоя МЭ перемещаются или в процессе работы (т. е. передвижение является рабочим), или же после выработки забоя в пределах своих рабочих органов.

Различают разнообразные типы МЭ. Приведем следующую классификацию, представленную на рисунке 14.1.

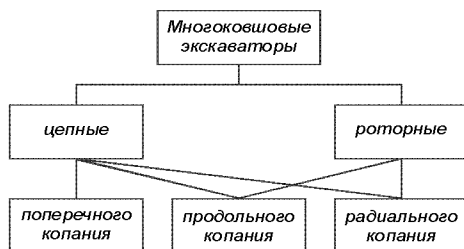


Рисунок 14.1 – Классификация МЭ

Итак, МЭ классифицируют, прежде всего, по виду рабочего оборудования: цепные (скребок и ковш), роторные, шнековые и комбинированные.

По способу работы (по характеру перемещения рабочего органа) различают МЭ продольного, поперечного и радиального копания.

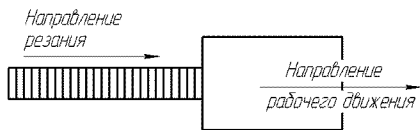


Рисунок 14.2 – Схема продольного копания

У экскаваторов продольного копания (рисунок 14.2) направление резания (копания) совпадает с направлением перемещения рабочего органа. К этой группе машин относятся машины с цепными и роторными рабочими органами ковшового и

бесковшового (скрепки, плужки) типа, предназначенные для создания траншей, канав прямоугольного и трапецеидального типа.

У МЭ поперечного копания (рисунок 14.3) направление резания перпендикулярно направлению перемещения экскаватора. К этой группе относятся машины, в основном, с цепным рабочим органом ковшового типа, предназначенные для карьерных, планировочных и мелиоративных работ. Они обладают наибольшей эффективностью при производстве сосредоточенных земляных работ большого объема.

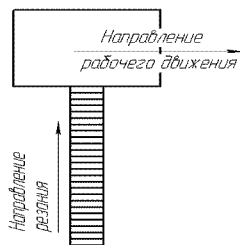


Рисунок 14.3 – Схема поперечного копания

У МЭ радиального копания рабочий орган в виде ковшового колеса (ротора) вращается на конце стрелы (рисунок 14.4), которая, в свою очередь, во время разработки грунта поворачивается вокруг вертикальной оси (одновременно с вращением ротора).

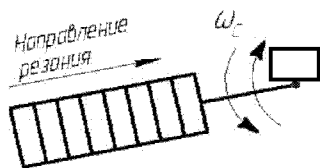


Рисунок 14.4 – Схема радиального копания

Карьерные экскаваторы радиального копания, выполненные на базе одноковшовых экскаваторов, имеют производительность в 1,5–1,7 раза выше, чем одноковшовые экскаваторы той же массы.

Для начала рассмотрим принципиальные схемы основного рабочего органа экскаваторов – цепного и роторного.

Экскаваторам продольного копания присваивается индекс ЭТР (экскаватор траншейный роторный) или ЭТЦ (экскаватор траншейный цепной); экскаваторы поперечного копания имеют индекс ЭМ, радиального копания – ЭР. После буквенного индекса следует цифровое обозначение, которое содержит следующую информацию:

– для экскаваторов продольного копания (ЭТР и ЭТЦ) первые две цифры обозначают глубину копания (в дм), третья цифра – порядковый номер модели;

– для экскаваторов радиального копания первые три цифры обозначают вместимость ковша (в л), а четвертая – порядковый номер модели;

– для экскаваторов поперечного копания первые две цифры обозначают вместимость ковша (в л), третья цифра – порядковый номер модели.

При модернизации после цифрового обозначения добавляют буквы по порядку русского алфавита. Далее указывается климатическое исполнение аналогично обозначению для ГОЭ. Например, индекс ЭТР-206А обозначает: экскаватор траншейный роторный, глубина копания – 20 дм (2,0 м), шестая модель – 6, первая модернизация – А.

Цепной рабочий орган представляет собой цепь, на звеньях которой закреплены ковши или режущие элементы (скребки, резцы и др.).

Ковши обычно саморазгружающиеся, открытые спереди и сверху, с проушинами на боковых стенках для крепления цепи. Корпус выполняют из листовой стали, необходимую жесткость корпусу придает козырек. Сопряжения днища ковша с боковыми стенками и хвостовой частью закругляют, чтобы уменьшить налипание и намерзание грунта.

Цепь приводится в движение от звездочки верхнего (турасного) вала и огибает нижний (полевой) турас, который выполнен в виде огибающего блока, свободно сидящего на оси. Верхняя ветвь опирается на поддерживающие ролики, а нижняя может перемещаться в направляющих или же свободно провисать.

При движении цепи в направляющих обеспечивается ровная поверхность забоя в случае однородного грунта. Но если встречаются каменистые включения, то поднимается вся ковшовая рама (она крепится на гибкой подвеске), что сопровождается высокими динамическими нагрузками и нарушением рабочего процесса. Поэтому их используют для работы в однородных грунтах, например, на многоковшовых экскаваторах поперечного копания для разработки глины в карьерах.

Для свободно провисающей цепи ковш при копании удерживается за счет натяжения цепи, ровная поверхность забоя не выдерживается (т. е. ковши могут быть наполнены неодинаково), но зато они относительно свободно обходят 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. Поэтому свободно провисающие цепи устанавливают на экскаваторах, работающих в разнообразных грунтовых условиях, в том числе на всех траншейных экскаваторах.

Во время движения вдоль забоя ковш снимает стружку шириной b и толщиной h_c .

Для многоковшовых экскаваторов поперечного копания она зависит от скорости перемещения экскаватора и всегда меньше ширины ковша, $b_c < b_k$.

Для многоковшовых экскаваторов продольного копания ширина стружки равна ширине ковша, $b_c = b_k$. В этом случае толщина снимаемой стружки

$$h_c = \frac{q_k \kappa_H}{bL\kappa_p}, \quad (14.1)$$

где q_k – вместимость ковша, м³;

κ_H – коэффициент наполнения;

L – длина забоя, м.

κ_p – коэффициент разрыхления;

В бесковшовом органе режущие элементы закреплены на цепи. Срезаемый грунт увлекается вдоль забоя ими или же специальными транспортирующими элементами.

В этом случае толщина стружки

$$h_c = \frac{h_o \kappa_3}{n\kappa_p}, \quad (14.2)$$

где h_o – высота режущих (транспортирующих) лопаток, м;

κ_3 – коэффициент заполнения рабочего пространства, $\kappa_3 = 0,3 \dots 0,5$;

n – число режущих элементов, одновременно находящихся в забое.

Техническую производительность $\Pi_{\text{тех}}$ определяют по выносной способности (т.е. по максимальному объему грунта, транспортируемого в единицу времени).

Для многоковшовых экскаваторов с ковшовым органом

$$\Pi_{\text{тех}} = \frac{q_k n \kappa_H}{\kappa_p}, \quad (14.3)$$

где n – число разгрузок в единицу времени.

Для многоковшовых экскаваторов с бесковшовым органом

$$\Pi_{\text{тех}} = \frac{v_p F_p \kappa_3}{\kappa_p}, \quad (14.4)$$

где v_p – скорость движения рабочих или транспортирующих элементов, м/с;

F_p – площадь сечения рабочего пространства, м².

14.1 Траншейные многоковшовые экскаваторы

Это неповоротные машины нижнего продольного копания. Ось машины располагается обычно по оси траншеи (иногда она сдвинута на 0,5–0,8 м или на бровку траншеи).

Вместимость ковшей $q_k = 15 \dots 250$ л (обычно 20–150 л, бывает до 2000 л).

Траншейные многоковшовые экскаваторы состоят из трех основных частей:

- 1) базового тягача;
- 2) рабочего оборудования, включающего рабочий орган для копания траншей и поперечное (к продольной оси машины) отвальное устройство для удаления грунта (как правило, ленточный конвейер);
- 3) вспомогательного оборудования для управления рабочим органом и другими механизмами.

Их применяют для рытья траншей прямоугольного или трапецеидального профиля (под газо-, нефте-, водопроводы, канализационные системы и кабельные линии).

Это самоходные землеройные машины непрерывного действия с многоковшовым или бесковшовым (скребковым, плужковым, зубчатым) рабочим органом. При своем перемещении они разрабатывают (за собой) за один проход траншею заданных параметров (глубины, ширины, профиля) с одновременной транспортировкой грунта в сторону от траншеи.

Их рабочие органы непрерывно перемещаются по замкнутому контуру при одновременном перемещении траншейного экскаватора. Их производительность $P_{эт} = (2 \dots 2,5)P_{оэ}$ при более высоком качестве работ и меньших энергозатратах ($P_{оэ}$ – производительность одноковшового экскаватора такой же мощности).

Они разрабатывают как мерзлые, так и немерзлые грунты.

Типы и параметры траншейных экскаваторов определены ГОСТ 19618-85. Траншейные экскаваторы эффективны при работе на прямолинейных участках большой протяженности (с минимальными пионерскими выемками одноковшовыми экскаваторами для ввода траншейных экскаваторов).

Их классифицируют по следующим признакам:

- 1) по типу рабочего органа разделяют цепные (ЭТЦ) и роторные (ЭТР);
- 2) по способу соединения рабочего оборудования с базовым тягачом – навесным и полуприцепным;
- 3) по типу ходового оборудования базового тягача – гусеничные и пневмоколесные;
- 4) по типу привода: с механическим, гидравлическим, электрическим и комбинированным (наиболее распространенным).

Для эффективного использования траншейных экскаваторов при разработке грунтов различной крепости и рытья траншей разной глубины они

должны иметь многоступенчатое (или лучше бесступенчатое) регулирование скорости их перемещения.

Поскольку цепные траншейные экскаваторы работают на разных грунтах и при различных поперечных сечениях траншей (используя зубья-уширители) рабочему органу желательно иметь не менее двух-трех скоростей. На максимальной скорости рабочий орган разрабатывает грунт невысокой крепости, на промежуточной – однородные грунты средней и высокой крепости (в том числе мерзлые), на наименьшей – грунты с твердыми включениями.

Рабочие скорости передвижения траншейных экскаваторов назначаются из условия обеспечения всего диапазона изменения скоростей передвижения.

Скорость движения копания рабочего органа и скорость подачи (т.е. передвижения траншейного экскаватора) подбирают такими, чтобы независимо от глубины траншей обеспечивать максимальное заполнение ковшей. Поэтому в современных траншейных экскаваторах рабочая скорость их передвижения бесступенчато регулируется в широком диапазоне (в зависимости от физико-механических свойств грунтов).

Она составляет:

для ЭТЦ – 5–800 м/ч

для ЭТР – 10–500 м/ч

Для получения таких скоростей трансмиссии ходовых устройств оборудуют гидромеханическими ходоуменьшителями.

Траншейные экскаваторы используют для работы в однородных грунтах I–IV категорий. Крупные каменистые включения приводят к частым отказам, простоям и дополнительным затратам на ремонтно-восстановительные работы.

В устойчивых грунтах траншею роют без откосов, в менее устойчивых – с откосами. Для этого рабочие органы дооборудуют пассивными ножевыми или активными цепными откосниками.

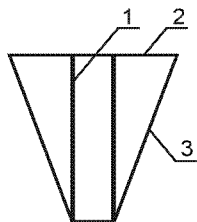


Рисунок 14.5 – Схема пассивного откосника:

1 – рама; 2 – кронштейн; 3 – откосник

Ножевые откосники (рисунок 14.5) устанавливают с двух сторон ротора, закрепляя их неподвижно на кронштейнах рамы. При движении они отделяют грунт в зоне откосов и обрушивают вниз, где он захватывается ковшами.

Активные цепные откосники (рисунок 14.6) устанавливают на траншейных цепных экскаваторах. Они имеют вид цепей с закрепленными в звеньях зубьями. Каждая из двух дополнительных цепей одним концом крепится на балансирах (качающемся относительно ковшовой рамы), а другим –

на пальце, расположенном эксцентрично на натяжной звездочке основной цепи. Дополнительные цепи получают возвратно-поступательное движение и пропиливают грунт в зоне откоса.

В качестве транспортирующих органов используют ленточные конвейеры (рисунок 14.7). Их особенность состоит в малой длине, вследствие чего очень важным фактором является условие разгона грунта на конвейерной ленте, в частности, использование кинетической энергии для увеличения дальности отбрасывания. Привод отбрасывающего ленточного конвейера может осуществляться механической передачей от вала отбора мощности тягача или гидромотором, питающимся рабочей жидкостью от отдельного насоса.

По этой причине наилучшие условия для разгона создают дуговые (см. рисунок 14.7, б) и U-образные (см. рисунок 14.7, в) (по классификации подъемно-транспортных машин их называют комбинированными горизонтально-наклонными) конвейеры, а прямые (см. рисунок 14.7, а) просты по конструкции, но не дают высокой скорости отбрасывания грунта.

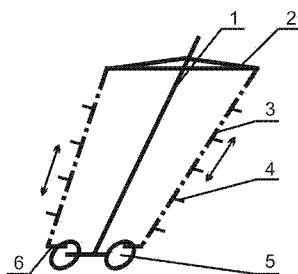


Рисунок 14.6 – Схема активного откосника:

1 – рама; 2 – балансир;
3 – цепь; 4 – зуб; 5 – натяжное колесо; 6 – палец-эксцентрик

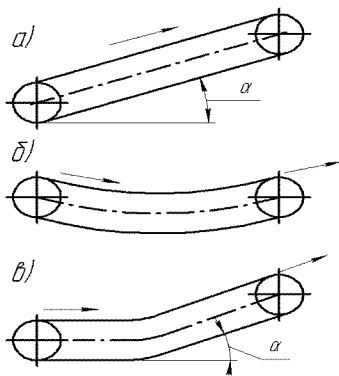


Рисунок 14.7 – Схемы конвейеров:

а – прямого; б – дугового;
в – U-образного

14.2 Экскаваторы траншейные цепные (ЭТЦ)

Рабочее оборудование ЭТЦ включает:

- ковшовую цепь;
- отвальный конвейер;
- механизмы управления;
- передаточные и подъемные механизмы.

Основной рабочий орган – цепь, на звеньях которой крепятся рабочие элементы (ковши, плужки, скребки или резцы). На раме крепятся приводные и натяжные звездочки, которые охватывает цепь с присоединенными

ковшами. Верхняя ветвь опирается на поддерживающие ролики, а нижняя (рабочая) свободно провисает (или перемещается в направляющих).

Цепи обычно бывают двухрядными (реже – трехрядными) и однорядными.

Для отрывания узких траншей на цепи вместо ковшей крепятся плужки или скребки.

Для прорезания щелей в мерзлых полускальных грунтах используют рабочий орган, имеющий одну (реже – две) цепь с зубьями (бар).

Однорядную цепь также используют для плужковых и скребковых рабочих элементов.

Для ковшовой цепи применяют раму коробчатого сечения, в случае скребков и плужков – 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.

Приводной вал и вал приводных звездочек ЭТЦ с ковшовым оборудованием оснащены предохранительными устройствами (муфтами предельного момента) на случай встречи рабочих органов с непреодолимым препятствием.

В качестве отвального устройства применяют ленточные, скребковые и шнековые конвейеры, а также метатели. Как отмечалось, наиболее распространены ленточные 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 этих экскаваторов, как правило, однодвигательный (дизель тракторного типа). Передаточные механизмы осуществляют копание, собственное рабочее перемещение, перемещение отвального конвейера, изменение (подъем-опускание) положения рабочего органа, транспортное перемещение.

Привод ходового оборудования при пониженных рабочих скоростях (и при бесступенчатом регулировании в диапазоне 20–800 м/ч) осуществляется с помощью гидромеханического ходоуменьшителя, который включен в трансмиссию базового трактора.

Гидромеханическое ходовое устройство представляет собой многоступенчатый цилиндрический редуктор с приводом от гидромотора (аксиально-поршневого). Гидромотор приводится гидронасосом с приводом через редуктор от двигателя внутреннего сгорания. При транспортных скоростях ходоуменьшитель отключается.

Используют механические и гидромеханические трансмиссии.

Как правило, гидромеханическими трансмиссиями приводят механизмы, не требующие затрат большой мощности (механизмы подъема рабочего органа и рабочего передвижения экскаватора, в ряде случаев – привод ленты конвейера).

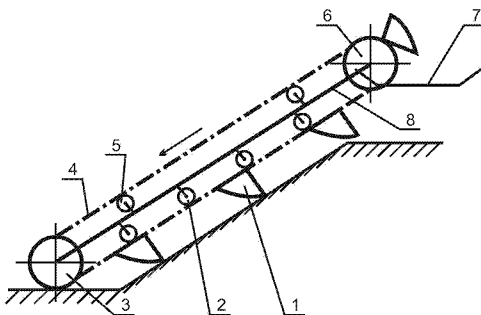
Механические трансмиссии используют для привода механизмов, требующих большую мощность и не требующих плавного регулирования скорости в широком диапазоне (приводы рабочих органов и транспортного передвижения траншейного цепного экскаватора).

Для эффективной работы в различных грунтах и при различных сечениях отрываемых выемок рабочий орган должен иметь не менее двух-трех рабочих скоростей.

Цепной ковшовый рабочий орган состоит из двух (как правило) длиннозвенных замкнутых цепей с ковшами. Каждая из них огибает в верхней части приводную звездочку, а в нижней – натяжное (направляющее) колесо (рисунок 14.8). Рама направляет движение ковшовой цепи и определяет глубину траншеи (в зависимости от угла наклона).

Рисунок 14.8 – Рабочие органы ЭТЦ;

- 1 – ковш;
- 2 – опорный ролик;
- 3 – натяжное колесо; 4 – цепь;
- 5 – поддерживающий ролик;
- 6 – приводная звездочка верхнего вала;
- 7 – зона разгрузки; 8 – рама



Ковш закреплен на цепях только в передней части (kozyрьком), поэтому в верхней точке при огибании цепями звездочек ковш опрокидывается, вращаясь относительно оси вала (его хвостовая часть поднимается кверху, разгружая грунт на отвальный конвейер).

Для изменения ширины траншеи траншейный цепной экскаватор имеет два-три комплекта ковшей разной ширины. Для небольшого изменения ширины траншеи устанавливают зубья-уширители (рисунок 14.9).

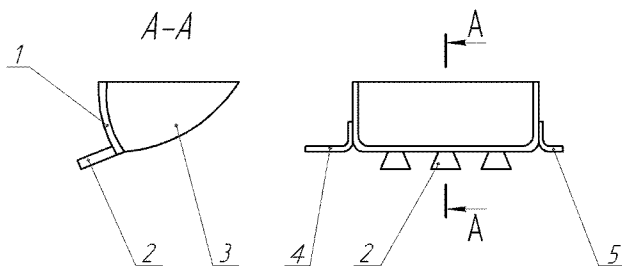


Рисунок 14.9 – Схема размещения зубьев-уширителей:

- 1 – козырек; 2 – передний зуб; 3 – корпус; 4 – уширитель; 5 – боковой зуб

Для резки слабых грунтов используют беззубые ковши со сплошной режущей кромкой.

Ковши являются саморазгружающимися, открытыми спереди и сверху, с проушинами на боковых стенках для крепления к цепи. Корпус ковша выполняют из листовой стали. Необходимая жесткость достигается с помощью утолщенного козырька (из марганцовистой или хромоникелевой стали). Зубья оснащают твердосплавными пластинами, которые наплавляют или наплавливают на передние грани зубьев.

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.

Цепные траншейные экскаваторы выпускают на базе пневмоколесных и гусеничных тракторов и оснащают одноцепным (ЭТЦ-165А) и двухцепным (ЭТЦ-151, ЭТЦ-252А) скребковым рабочим органом для разработки немерзлых грунтов, а также специальным цепным рабочим органом с резцами (ЭТЦ-208В) для разработки мерзлых грунтов.

Экскаватор ЭТЦ-165А (рисунок 14.10) на базе колесного трактора МТЗ-82 предназначен для рытья траншей прямоугольного профиля глубиной до 1,65 м и шириной 0,2–0,4 м в однородных грунтах I–III категорий. Вместо основного рабочего на трактор может быть навешено сменное баровое оборудование для нарезания щелей шириной 0,14 м и глубиной до 1,3 м в мерзлых грунтах.

В комплект навесного экскаваторного оборудования входят: цепной рабочий орган с зачистным башмаком и отвальным шнековым конвейером, механизм подъема-опускания рабочего органа и гидромеханический ходоуменьшитель. Однорядная цепь 6 рабочего органа установлена на ведущей 12 и ведомой 14 звездочках, она имеет сменные резцы 17–19 (для послыоного среза грунта) и сменные скребки 16 (для подъема грунта из траншеи), которые располагают на цепи по схеме, способствующей равномерному распределению нагрузки. Цепь установлена на раме 4, шарнирно закрепленной на базовом тракторе, и опирается на ролики 13. 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. Натяжение цепи регулируют перемещением натяжной звездочки 14 винтовым натяжным устройством 15. Перемещение грунта в боковые отвалы производят два шнека 7 отвального конвейера, установленного на раме рабочего органа. Шнеки приводятся во

вращение скребковой цепью. К дополнительной раме 3 рабочего органа крепится сменный башмак 5 для зачистки дна траншеи.

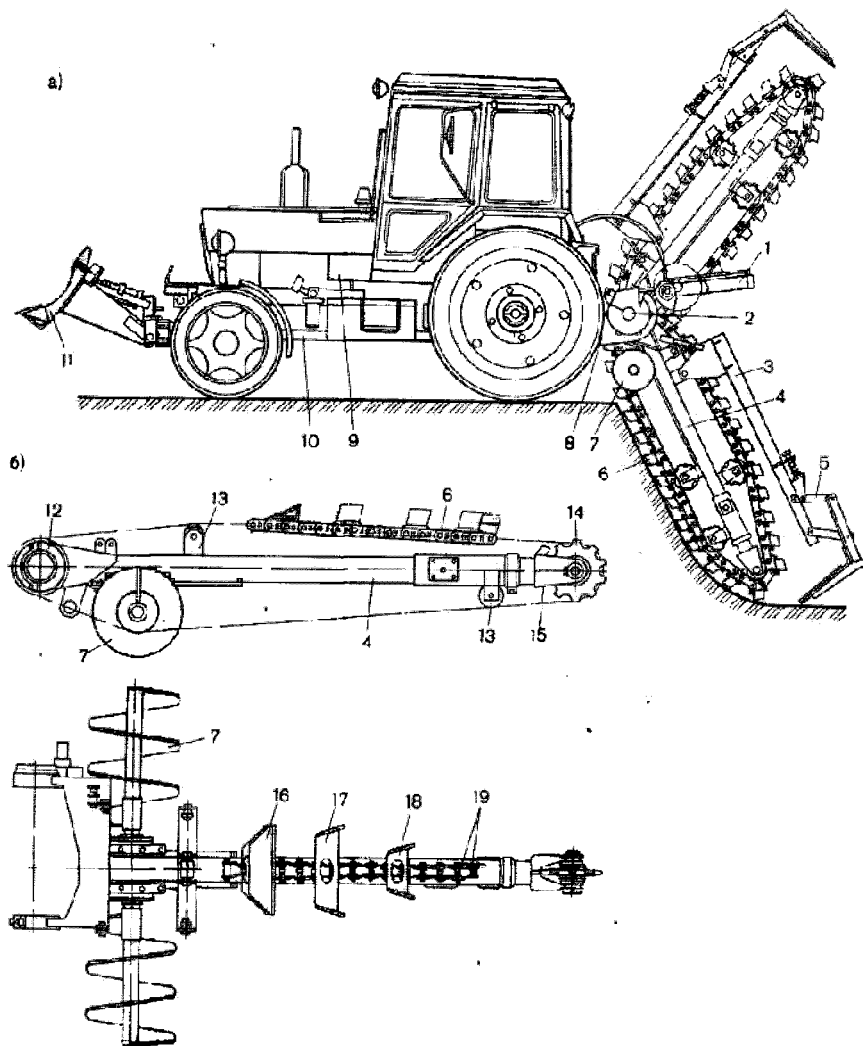


Рисунок 14.10 – Экскаватор ЭТЦ-165А:
а – общий вид; б – рабочий орган

Заглубление рабочего органа в грунт, а также его подъем (при переводе в транспортное положение) осуществляют гидравлическим подъемным ме-

ханизмом 1, гидроцилиндр которого связан с рабочим органом рычажной системой. Для получения пониженных рабочих скоростей движения машины при копании траншей и их бесступенчатого регулирования в диапазоне от 20 до 800 м/ч в трансмиссию базового трактора включен гидромеханический ходоуменьшитель 9 в виде многоступенчатого цилиндрического редуктора с приводом от аксиально-поршневого гидромотора. При транспортных переездах машины ходоуменьшитель отключается. Гидромотор ходоуменьшителя, гидроцилиндры механизма подъема рабочего органа и управления отвалом бульдозера питаются рабочей жидкостью, подаваемой гидронасосами, приводимыми от дизеля через редуктор, а управление ими ведется из кабины машиниста с помощью двух золотниковых гидрораспределителей.

Рабочий орган экскаватора ЭТЦ-252А (рисунок 14.11) включает наклонную раму 12 коробчатого сечения, шарнирно прикрепляемую сзади к тягачу 1, и обтекающие раму замкнутые пластинчатые цепи 6, к которым на одинаковом расстоянии друг от друга крепятся режущие элементы скребкового типа 8 и транспортирующие заслонки 9, образующие подобие ковшей. В передней части рамы смонтирован приводной (турасный) вал с двумя ведущими звездочками 5 цепей и предохранительной муфтой предельного момента, в задней – натяжные звездочки 10 цепей с винтовым натяжным устройством. На раме установлены также промежуточные ролики 11, поддерживающие рабочие ветви цепей и уменьшающие провисание их холостых ветвей. Для увеличения глубины копания раму рабочего органа удлиняют дополнительной вставкой, увеличивают длину цепей и количество скребков.

Скребки на рабочем органе размещены по специальной схеме (рисунок 14.11, в), обеспечивающей наименьшую энергоемкость процесса копания. При движении тягача вперед и одновременном движении скребковой цепи относительно наклонной рамы скребки отделяют грунт от массива, а заслонки поднимают его из траншеи на высоту приводных звездочек цепи, при огибании которых грунт выгружается на поперечный (к продольной оси движения машины) ленточный конвейер 4 и отбрасывается им в сторону от траншеи. Глубина отрываемой траншеи зависит от угла наклона рамы рабочего органа и регулируется механизмом ее подъема, включающим два гидроцилиндра 2 и два рычага 3. При копании траншей с наклонными стенками на рабочем органе устанавливаются активные цепные откосники 7, конструкция которых аналогична представленной на рисунке 14.6. Верхние концы цепей шарнирно прикреплены к качающемуся балансирному рычагу с центральным шарниром, нижние – к эксцентрично установленным пальцам натяжных звездочек 10 рабочего органа, сообщающих откосообразователям возвратно-поступательное движение.

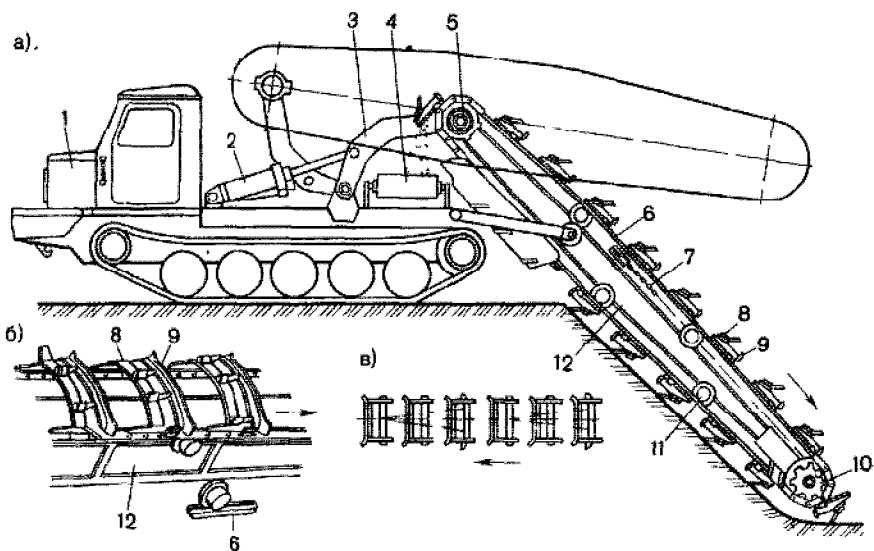


Рисунок 14.11 – Эскаватор ЭТЦ-252А:
 а – общий вид; б – рабочий орган; в – схема размещения скребков

Как уже отмечалось, очень важным аспектом анализа работы траншейного цепного экскаватора является оптимальный подбор скорости копания рабочим органом и скорости экскаватора, т. е. скорости подачи.

При оценке параметров траншейных цепных экскаваторов исходят из предположения о максимальной заполняемости ковшей и выносной способности экскаватора.

Производительность выражается следующей формулой через характеристики ковшей:

$$П = \frac{q_k n K_n}{K_p}, \quad (14.5)$$

где q_k – вместимость ковша, м^3 ;
 n – число разгрузок в единицу времени;
 K_n – коэффициент наполнения;
 K_p – коэффициент разрыхления.
 С учетом того, что

$$n = \frac{v_{ц}}{t_k}, \quad (14.6)$$

где $v_{\text{ц}}$ – скорость цепи, м/с;

$t_{\text{к}}$ – шаг ковшей (т. е. расстояние между ними),
формулу (14.5) можно записать в виде

$$\Pi = q_{\text{к}} \frac{v_{\text{ц}} K_{\text{н}}}{t_{\text{к}} K_{\text{р}}}. \quad (14.7)$$

При работе неизбежны неполное использование мощности ЭТЦ и снижение производительности, а выражение (14.7) показывает, как можно повысить производительность ($\Pi \approx v_{\text{ц}} / t_{\text{к}}$). Увеличение $v_{\text{ц}}$ ограничивается условиями динамики и износа, поэтому обычно $v_{\text{ц}} \leq 1$ м/с. Шаг $t_{\text{к}}$ при обычной гравитационной разгрузке через заднюю кромку ограничен условиями разгрузки. Необходимо, чтобы грунт не высыпался из переднего ковша в следующий за ним (т. е. время падения грунта из разгружающегося ковша должно быть меньше времени перемещения кромки следующего ковша до линии падения грунта).

С другой стороны, производительность через параметры траншеи имеет вид

$$\Pi = bhv_{\text{з}}, \quad (14.8)$$

где b – ширина траншеи, м;

h – глубина траншеи, м;

$v_{\text{з}}$ – скорость траншейного цепного экскаватора, м/с.

Сопоставляя (14.7) и (14.8), получаем

$$v_{\text{з}} = \frac{q_{\text{к}} v_{\text{ц}} K_{\text{н}}}{t_{\text{к}} bh K_{\text{р}}}, \quad (14.9)$$

т. е.

$$v_{\text{з}} \approx \frac{v_{\text{ц}}}{t_{\text{к}}}. \quad (14.10)$$

Таким образом, $v_{\text{з}}$ характеризует оптимальную скорость движения, обеспечивающую максимальную техническую производительность. Между тем, выражение (14.9) получено для наиболее благоприятного случая (слабые грунты и т. д.).

Анализируя выражение (14.9), можно отметить необходимость обеспечения $v_{\text{з}}$ в широком диапазоне, т. е. бесступенчатого регулирования $v_{\text{з}}$.

14.3 Экскаваторы траншейные роторные (ЭТР)

ЭТР состоит из тягача с силовой установкой и платформой, а также рабочего оборудования (рисунок 14.12).

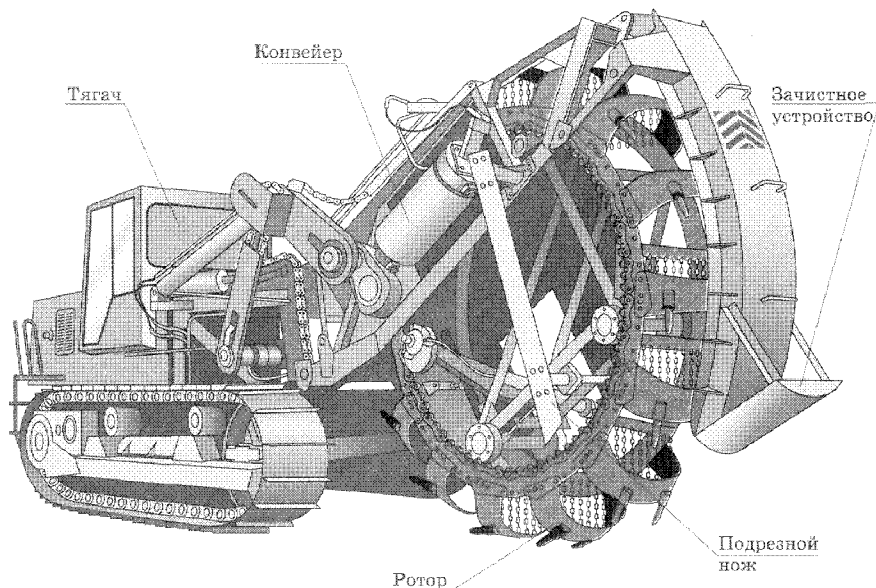


Рисунок 14.12 – Экскаватор траншейный роторный

Рабочее оборудование включает:

- ковшовое колесо (ротор);
- отвальный конвейер;
- механизмы управления;
- передаточные и подъемные механизмы;
- поддерживающие металлоконструкции.

Основной рабочий орган – ротор. Как правило, колесо ротора состоит из двух колец, соединенных ковшами и образующих с ними жесткую конструкцию. На внутренних торцах колец установлен зубчатый венец для сообщения ротору вращения. Внутренняя поверхность зубчатого венца обычно является беговой дорожкой для поддерживающих и направляющих роликов. Беговые дорожки колец ротора образованы отдельными сегментами, отлитыми как одно целое с зубьями зубчатых венцов.

Для широких траншей используют роторы, состоящие из трех колец. Для узких траншей используют ротор однодисковый (коробчатого сечения) с зубодержателями.

Для рытья каналов полного профиля (за один проход) используют экскаваторы-каналокопатели. Их подразделяют на плужнороторные, двухроторные и шнекороторные.

Ротор (рисунок 14.13) устанавливают внутри рамы (пространственной металлической конструкции, удерживающей его в необходимом рабочем или транспортном положении). Рама также является опорой для отвального конвейера, механизма привода ротора и т.д. (В плане рама имеет прямоугольную конфигурацию).

Ротор центрируется на раме двумя парами поддерживающих и двумя (или одной) парами направляющих роликов, которые воспринимают от него рабочие нагрузки и передают их (через оси, на которых они установлены), на раму рабочего оборудования. В рабочем режиме все ролики работают как направляющие, в транспортном – верхние поддерживают ротор; на малых моделях ЭТР нижние задние ролики упразднены, т.к. они менее всего нагружаются.

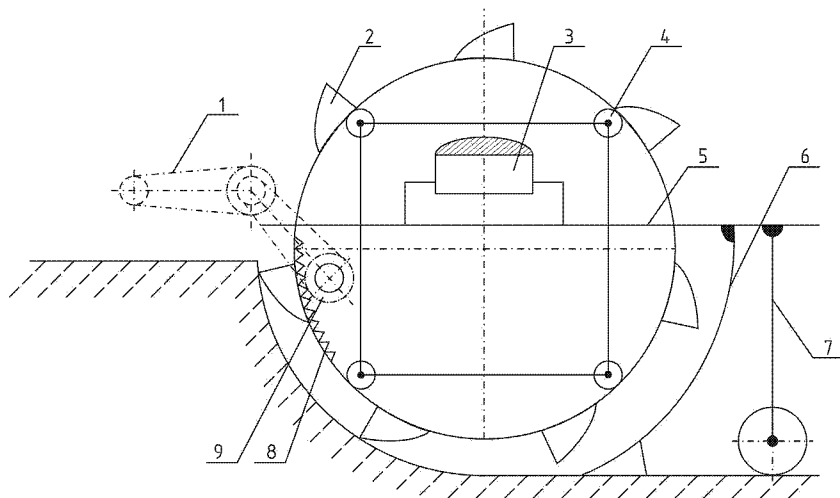


Рисунок 14.13 – Схема рабочего оборудования ЭТР:

- 1 – шарнирно-сочлененная цепная передача; 2 – ковш; 3 – отвальный конвейер; 4 – ролики;
- 5 – рама; 6 – зачистной башмак; 7 – дополнительная пневмоколесная тележка;
- 8 – зубчатый венец; 9 – ведущая шестерня

Передний конец рабочей рамы связан со сцепным устройством, соединяющим рабочее оборудование с тягачом. Оно должно воспринимать вертикальную составляющую реактивного усилия при любых положениях рабочего оборудования как в навесном, так и в полуприцепном исполнениях.

Ковши ротора (рисунок 14.14) саморазгружающиеся, открытые спереди и сверху. Ковш состоит из арочного козырька с установленными в его передней части зубьями и днища из переплетенных в двух направлениях цепей.

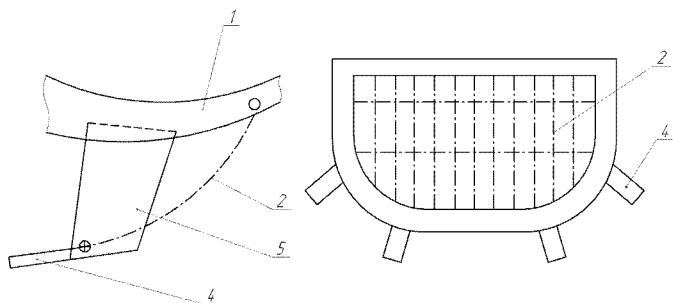


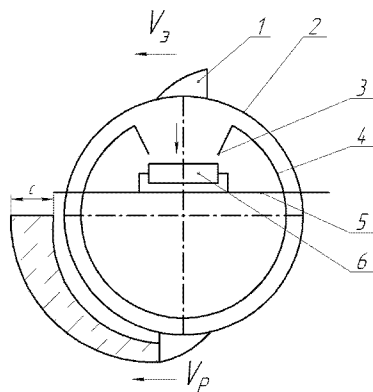
Рисунок 14.14 – Ковш ротора:

1 – обечайка роторного колеса; 2 – цепи; 3 – козырек; 4 – зуб

Сплошные днища применяют реже, т.к. они хуже разгружаются из-за залипания грунта.

Ротор вращается (v_p) и одновременно перемещается вперед (v_3). Внутри колеса ротора устанавливают отвальный конвейер, опирающийся на раму. На его ленту грунт сыпается (с верхней точки колеса) под действием собственной силы тяжести. От просыпания грунта внутрь ротора предохраняет неподвижно установленная на раме обечайка в виде защитного кожуха (рисунок 14.15).

Рисунок 14.15 – Схема перемещения ротора:
1 – ковш; 2 – ротор; 3 – течка;
4 – защитный кожух; 5 – рама;
6 – конвейер



При этом снимается стружка толщиной

$$h_c = \frac{q_k K_n}{c v K_p}, \quad (14.11)$$

где c – подача (длина пути ротора, приходящаяся на один ковш и равная толщине в горизонтальном направлении).

Различают много- и однодвигательные ЭТР. У многодвигательных главный двигатель – это, как правило, дизель тракторного типа. Он приводит в действие электрогенератор, который, в свою очередь, питает электродвигатели ротора, механизма рабочего перемещения, конвейера и гидросистемы экскаватора. (Механические и гидравлические трансмиссии приводятся от этих двигателей.)

При однодвигательном экскаваторе трансмиссии для передачи энергии ко всем исполнительным механизмам начинаются от двигателя.

В этом случае в трансмиссию входят:

- раздаточный редуктор (одновременно насосная станция и приводной механизм рабочего хода);
- редуктор привода ротора;
- элементы трансмиссии трактора (коробка передач, задний мост, бортовые редукторы).

В качестве примера можно привести экскаватор ЭТР-204А (рисунок 14.16).

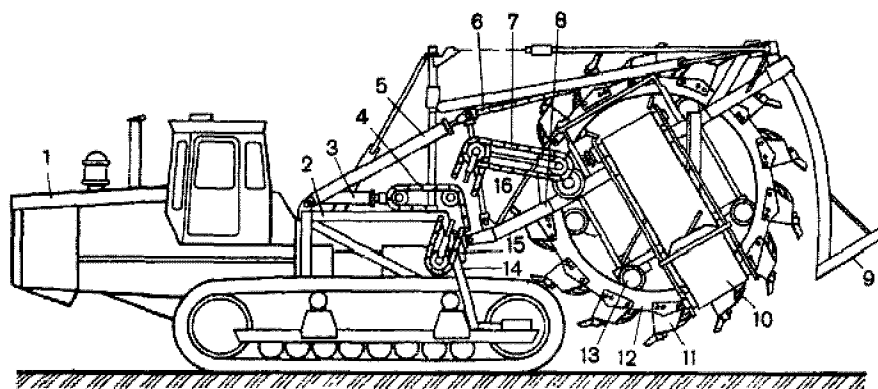


Рисунок 14.16 – Экскаватор ЭТР-204А

Экскаваторы ЭТР-204А, а также ЭТР-223А и ЭТР-224А предназначены для рытья траншей прямоугольного и трапецидального профиля в грунтах I–IV категорий, а также в мерзлых грунтах при глубине промерзания верхнего слоя не более 1,0–1,2 м. Они представляют собой группу унифицированных машин на базе трактора Т-130МГ с одинаковой кинематической схемой и механическим приводом рабочего органа. Гусеничный движитель тягача имеет увеличенные габариты (по ширине и длине) для повышения устойчивости экскаватора и исключения обрушения стенок траншеи при движении.

Экскаватор ЭТР-204А (см. рисунок 14.16) состоит из гусеничного тягача 1 и навесного рабочего органа, шарнирно соединенных между собой в вертикальной плоскости. Рабочий орган машины – ротор 12, опирающийся на четыре пары роликов 13 с ковшами 11, внутри которого помещен поперечный двухсекционный ленточный конвейер 10, состоящий из горизонтальной и наклонной (откидной) секций. За ротором установлен зачистной башмак 9.

В трансмиссию тягача включен гидромеханический ходоуменьшитель для бесступенчатого регулирования рабочих скоростей движения при копании траншей. На тягаче установлена дополнительная рама 2 с размещенными на ней механизмами привода 7 и подъема-опускания рабочего органа.

Рама имеет две наклонные направляющие 14, по которым с помощью пары гидроцилиндров 3 и двух пластинчатых цепей 4 гидравлического подъемного механизма перемещаются ползуны 15 переднего конца рамы 8 рабочего органа при его переводе из транспортного положения в рабочее и обратно. Подъем и опускание задней части рабочего органа осуществляются парой гидроцилиндров 5, штоки которых шарнирно прикреплены к верхней части стоек 16, связанных с задним концом рамы 8 цепями 6.

Ротор состоит из двух кольцевых обечаяек, связанных между собой ковшами и поперечными стяжками. Каждый ковш открыт с двух сторон и имеет в передней части карманы для крепления сменных зубьев, а в задней – цепное днище. С наружной стороны обечаяек прикреплены секции круговых зубчатых реек, находящиеся в постоянном зацеплении с двумя ведущими шестернями механизма привода ротора. Ковши ротора оснащают сменными зубьями-клыками двух типов: с наплавкой передней режущей грани для разработки легких грунтов и армированных твердосплавными износостойкими пластинами – для мерзлых. Специальная расстановка зубьев на ковшах позволяет эффективно разрабатывать и тяжелые, и легкие грунты.

Привод ходового устройства экскаватора при движении на рабочих скоростях осуществляют от гидромеханического ходоуменьшителя, включающего гидронасос переменной производительности, гидромотор и редуктор. Вращение от гидромотора через понижающие передачи раздаточного редуктора осуществляют на валы коробки передач тягача, затем через коническую передачу, бортовые фрикционы и бортовые редукторы на ведущие звездочки гусеничного движителя. (Бортовые фрикционы и бортовые редукторы – это двух- и одноступенчатые цилиндрические передачи.)

Скорость рабочего хода в диапазоне от 10 до 300 м/ч регулируют изменением производительности насоса. При передвижении машины на транспортных скоростях (от 1,5 до 6,2 км/ч) крутящий момент от дизеля передается ведущим звездочкам гусениц через главную муфту сцепления, тракторную коробку передач, коническую пару, бортовые редукторы и фрикционы.

В трансмиссию привода ротора включена предохранительная муфта предельного момента.

Роторное колесо может вращаться с двумя передними (0,13 и 0,16 с⁻¹) и одной задней скоростью. Пониженная частота вращения ротора необходима при разработке талых грунтов с крупными каменистыми включениями и мерзлых грунтов.

Привод верхнего и нижнего барабанов отвального конвейера обеспечивается индивидуальными гидромоторами, питающимися через гидрораспределитель от дополнительного насоса.

Привод ротора осуществляют от вала отбора мощности тягача через редукторный редуктор, конический редуктор с дифференциальным механизмом, цепные передачи 1, консольные одноступенчатые редукторы, на выходных валах которых установлены приводные шестерни 3, передающие вращение через зубчатый венец 2 колесу ротора (рисунок 14.17).

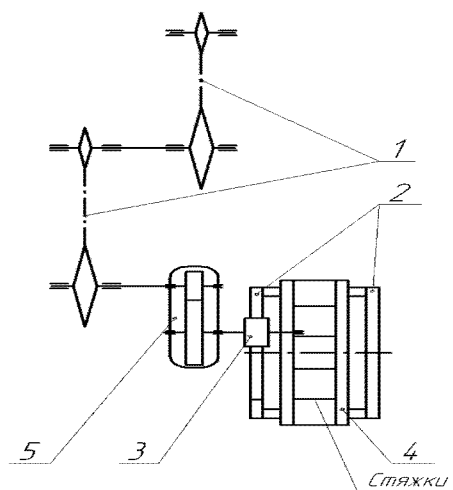


Рисунок 14.17 – Кинематическая схема привода ротора:
 1 – сочлененная цепная передача;
 2 – зубчатый венец; 3 – ведущая шестерня;
 4 – обечайка ротора; 5 – редуктор

Техническую производительность этих экскаваторов можно определить через параметры траншеи:

$$P_T = v_s b H, \quad (14.12)$$

где v_s – скорость экскаватора, м/с;
 b, H – ширина и глубина траншеи, м.

Кроме того, ее можно оценить через характеристики ковшей:

$$P_T = \frac{q_k n K_H}{K_P}, \quad (14.13)$$

где q_k – вместимость ковша, м³;
 n – число разгрузок в единицу времени;
 K_n – коэффициент наполнения;
 K_p – коэффициент разрыхления.
 Отсюда

$$v_э = \frac{q_k n K_n}{K_p b H}, \quad (14.14)$$

а с учетом того, что

$$n = n_p m, \quad (14.15)$$

где n_p – частота вращения ротора, с⁻¹;
 m – число ковшей на колесе,

$$v_э = \frac{q_k n_p m K_n}{K_p b h}. \quad (14.16)$$

В формуле (14.16) установлена связь между размерами траншеи, скоростью передвижения экскаватора, вместимостью ковшей, их количеством и числом оборотов ротора, т. е. $v_э \approx n_p m$.

Общий расчет многоковшовых траншейных экскаваторов включает:

- 1) определение основных параметров;
- 2) определение нагрузок;
- 3) баланс мощности;
- 4) проверку устойчивости.

Мощность двигателя затрачивается на резание грунта, его транспортировку к месту выгрузки, на механизм передвижения и вспомогательные механизмы.

Итак, полная мощность расходуется на приводы:

- рабочего органа, $N_{р.о.}$;
- конвейера, $N_{кон.}$;
- механизма передвижения, $N_{пер.}$;
- вспомогательных систем (управления, охлаждения и др.), $N_в$.

Тогда

$$N = N_{р.о.} + N_{кон.} + N_{пер.} + N_в \quad (14.17)$$

или

$$N = K_o \Pi + N_B, \quad (14.18)$$

где K_o – удельная энергоемкость рабочего процесса, кВт/(м³/с);

Π – производительность, м³/с;

N_B – мощность, затрачиваемая на вспомогательные операции (не зависит от Π), кВт.

Мощность рабочего органа:

1) для ЭТР складывается из затрат на копание, подъем и разгон грунта до скорости ротора:

$$N_{p.o} = \frac{\Pi}{\eta_p} \left[K + \rho g \left(\frac{h}{2} + h_o \right) + \rho \frac{v_p^2}{2} \right], \quad (14.19)$$

где Π – производительность, м³/с;

K – удельная энергоемкость копания (численно равная удельному сопротивлению копания), кВт/(м³/с);

η_p – КПД привода ротора;

ρ – плотность грунта, кг/м³;

h – глубина траншеи, м;

h_o – расстояние от поверхности до уровня разгрузки, м;

v_p – окружная скорость ротора, м/с;

2) для ЭТЦ мощность рабочего органа складывается из затрат на копание, подъем грунта, а также на перемещение грунта (по горизонтали) и самой ковшовой цепи:

$$N_{p.o} = \frac{\Pi}{\eta_{ц}} \left[K + \rho g \left(\frac{h}{2} + h_o \right) + \rho g l_r f \right] + \frac{2Wg l_r v_{ц} m_{ц}}{L}, \quad (14.20)$$

где $\eta_{ц}$ – КПД привода цепи;

l_r – длина горизонтальной проекции цепи, м;

f – коэффициент сопротивления движения экскаватора;

W – приведенное сопротивление передвижению цепи, Н;

$v_{ц}$ – линейная скорость цепи, м/с;

$m_{ц}$ – масса цепи, кг;

L – общая длина цепи, м.

Мощность, потребляемая отвальным конвейером $N_{кон}$,

$$N_{\text{кон}} = \frac{k_{\text{с}}}{\eta} \left[\Pi (g_{\text{р}} h + \kappa_{\text{п}} g_{\text{р}} l + \rho v^2) + 2 v l \kappa_{\text{п}} (g_{\text{л}} + g_{\text{р}}) \right], \quad (14.21)$$

где $k_{\text{с}}$ – коэффициент, учитывающий затраты мощности на вращение концевых барабанов, перегибы ленты и др., $k_{\text{с}} = 1, 2 \dots 1, 4$;

η – КПД конвейера;

h – высота подъема грунта, м;

l – длина пути перемещения по горизонтали, м;

v – скорость ленты, м/с;

$\kappa_{\text{п}}$ – приведенный коэффициент сопротивления перемещению ленты на роликах, $\kappa_{\text{п}} = 0,03 \dots 0,06$;

$g_{\text{л}}$, $g_{\text{р}}$ – удельная (погонная) сила тяжести ленты и роликов, Н/м.

Мощность механизма передвижения $N_{\text{пер}}$ складывается:

а) из сопротивления передвижению собственно машины;

б) составляющих усилия копания

$$N_{\text{пер}} = \frac{v_{\text{с}} [m_{\text{с}} g (f + i) + P_{\text{р.о}} (\sin \beta + f \cos \beta)]}{\eta_{\text{пер}}} \quad (14.22)$$

или с учетом производительности

$$N_{\text{пер}} = \frac{\Pi [m_{\text{с}} g (f + i) + P_{\text{р.о}} (\sin \beta + f \cos \beta)]}{F \eta_{\text{пер}}}, \quad (14.23)$$

где $m_{\text{с}}$ – масса, кг;

i – уклон;

$P_{\text{р.о}}$ – усилие копания (т. е. сила сопротивления копанию), Н;

β – угол наклона к горизонту (цепи или результирующей силы сопротивления копанию ротором);

F – площадь сечения траншеи, м²;

$\eta_{\text{пер}}$ – КПД привода 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:

а) широкого применения систем автоматического регулирования положения рабочего органа;

б) управления курсом машины с помощью лазерных систем;

в) автоматического регулирования режимов работы с учетом свойств разрабатываемого грунта;

г) 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.

15 МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ГРУНТОВ И ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Уплотнение грунтов и дорожно-строительных материалов является одной из наиболее важных стадий технологического процесса при строительстве дорог.

Дорожное полотно сооружается из различных дорожно-строительных материалов, в том числе щебня, гравия или песка (насыпная плотность которых значительно ниже плотности монолитного материала), и высоковязких вяжущих веществ, как правило, плохо смачивающих минеральные материалы. Эксплуатационные свойства дорожной одежды определяются двумя основными факторами:

- а) материалами;
- б) технологией покрытия.

Стадия уплотнения в технологическом процессе является последней. От степени уплотнения зависят основные эксплуатационные характеристики (ровность поверхности и несущая способность, износостойкость и атмосферостойкость).

Процесс уплотнения сводится к статическому или динамическому силовому воздействию на обрабатываемый материал, под действием 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 следующие основные методы уплотнения: *укатка, трамбование и виброуплотнение* (рисунок 15.1).

Укатка: при укатке рабочий орган – уплотняющий валец (каток) – перекатывается по поверхности уплотняемого слоя. Под действием силы тяжести слой материала приобретает остаточную деформацию h_0 . Она будет уменьшаться по мере увеличения плотности слоя и к концу укатки прибли-

зится к нулю. Дальнейшего увеличения плотности можно добиться только увеличением нагрузки (т. е. G).

Трамбование: при трамбовании уплотняющий элемент (массой m) оказывает ударное воздействие (с высоты H) на слой материала. По мере уплотнения слоя остаточная деформация (h_0) будет также уменьшаться, вплоть до нулевых значений.

Виброуплотнение: при вибрационном воздействии уплотняющего элемента (массой m) на материал его частицы, находящиеся в зоне действия вибрации, приходят в колебательное состояние. Различные по массе частицы получают различные ускорения, в результате чего они взаимно перемещаются, а межчастичные промежутки заполняются мелкими частицами. Результатом является уплотнение материала.

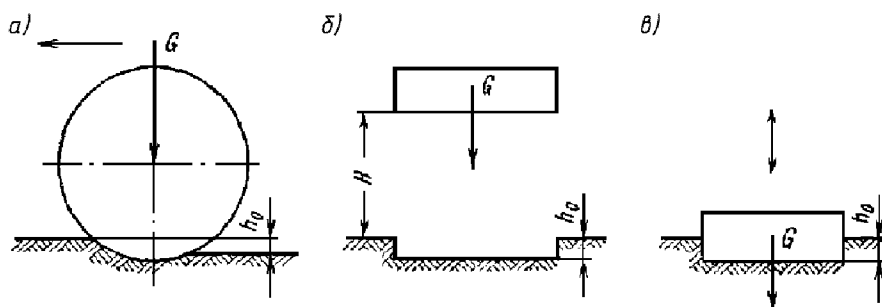


Рисунок 15.1 – Основные методы уплотнения дорожно-строительных материалов:
 а – укатка; б – трамбование; в – виброуплотнение

Отметим, что давление рабочих органов на уплотняемую среду не должно превосходить пределы ее прочности (или пределы текучести вяжущего материала). В последнем случае происходит пластическое течение и выдавливание вяжущего материала из-под рабочих органов. В результате при укатке появляется волнообразование.

Укатка относится к статическому воздействию, остальные (трамбование, виброуплотнение) – к динамическому. Они используются как отдельно, так и в сочетании друг с другом, в зависимости от свойств уплотняемых материалов.

Наиболее распространенными машинами для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов являются катки.

Самоходный каток состоит из следующих основных узлов: рамы, силовой установки с трансмиссией, рабочего оборудования (вальцов или пневмоколес), гидросистемы управления рабочим оборудованием, для пневмоколес – пневмосистемы, а также смачивающего устройства и устройства для очистки рабочего оборудования (вальцов).

Для обеспечения деформационной устойчивости земляных сооружений отсыпаемые грунты следует уплотнять до состояния, близкого по плотности к состоянию залегания грунтов.

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. Это реализуется с использованием катков возрастающей (от прохода к проходу) массы – легкого, среднего и тяжелого.

Как отмечалось, давление рабочего органа на грунт не должно превышать предела прочности грунта σ на сжатие. На практике используют соотношение

$$\sigma_{\max} = (0,8 \dots 0,9) \sigma, \quad (15.1)$$

где σ_{\max} – максимальное значение контактного давления на грунт, МПа.

Для гладкого металлического вальца используют формулу

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{qE_0}{R}}, \quad (15.2)$$

где q – линейное давление вальца на грунт, МПа/м;

E_0 – модуль деформации грунта, МПа;

R – радиус вальца катка, м.

Катки с гладкими вальцами могут уплотнять грунт слоями толщиной 15–20 см. Их стараются заменить для грунтов более эффективными катками на пневмошинах, которые уплотняют грунт на большую глубину.

Основными параметрами катков с жесткими гладкими вальцами являются сила тяжести, диаметр и ширина вальца, а также давление, приходящееся на единицу ширины вальца.

Исходя из условий поперечной устойчивости катка и обеспечения равномерного уплотнения грунта

$$B_{\text{в}} \geq (1,0 \dots 1,2) D_{\text{в}}, \quad (15.3)$$

где $B_{\text{в}}$ и $D_{\text{в}}$ – соответственно ширина и диаметр вальца, м.

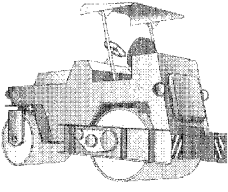
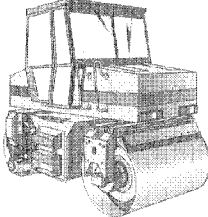
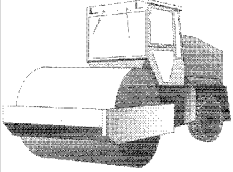
Если $B_{\text{в}}$ будет больше этого соотношения, ухудшаются условия движения на поворотах.

Необходимое число проходов катка при уплотнении несвязных грунтов – 4–6, связных – 10–12.

Гладкие вальцы используют для асфальтобетонных покрытий, а также для гравийно-щебеночных материалов.

В настоящее время производится большое количество различных по компоновке катков. Поэтому представляется целесообразным выполнить их классификацию в виде таблицы 15.1.

Таблица 15.1 – Классификация катков

Показатель	Катки с различной схемой компоновки		
			
Валец	Гладкий металлический	Гладкий металлический, комбинированный	Комбинированный
Принцип действия	Статические и вибрационные	Статические и вибрационные	Вибрационные
Трансмиссия	Механическая	Гидростатическая	Гидромеханическая и гидростатическая
Способ управления поворотом	Направляющий валец	Направляющий валец	Шарнирно-сочлененная рама

Катки статического действия наиболее распространены для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов. Их классифицируют по следующим признакам:

1) по способу передвижения:

- прицепные,
- полуприцепные,
- самоходные.

В прицепном катке его сила тяжести полностью передается на уплотняемый материал, а в полуприцепном – часть силы тяжести передается на тягач через сцепное устройство;

2) по виду рабочего органа (рисунок 15.2):

а) с металлическими вальцами:

- гладкими (см. рисунок 15.2, а – в);
- фигурными (кулачковыми, решетчатыми и др.) (см. рисунок 15.2, з, д);
- б) катки пневмоколесные (см. рисунок 15.2, е, з);

в) катки комбинированные (с гладкими вальцами и пневмоколесами) (см. рисунок 15.2, ж).

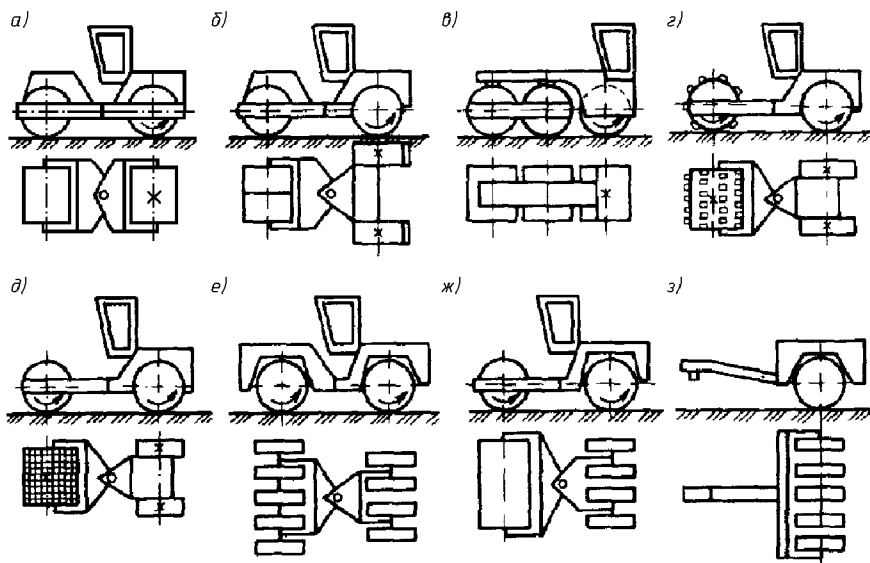


Рисунок 15.2 – Основные схемы уплотняющих катков статического действия:
а – ж – самоходные; *з* – прицепные

По числу осей катки с гладкими вальцами разделяют на одно-, двух- и трехосные (см. рисунок 15.2).

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 которой вручную выполняют повороты катка. Поддерживающие элементы делают управляемыми.

Двухосные катки выполняют, как правило, двухвальцовыми с одним или двумя ведущими вальцами. Эти катки бывают легкого, среднего и тяжелого типа. Один из вальцов является управляемым, т.е. может поворачиваться вокруг вертикальной оси. Как правило, в таких конструкциях оба вальца выполняют одинаковой ширины и диаметра.

Трехвальцовые катки могут быть двух и трехосными и относятся к каткам среднего и тяжелого типа. Их задние ведущие вальцы в диаметре в 1,3–1,6 раза больше, чем передний. Нагрузка от задних вальцов в 2 раза больше нагрузки от переднего вальца. Уплотнение в основном осуществляется задними вальцами, которые перекрывают след переднего вальца на 100 мм с каждой стороны. Большой диаметр ведущих вальцов улучшает качество укатки и дает возможность легко преодолевать препятствия.

Трехосные катки с тремя вальцами (с одним или всеми тремя ведущими) относятся к каткам тяжелого типа. Передний 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 (из-за конструкции рамы их называют катками безволновой укатки).

Катки с гладкими металлическими вальцами имеют конструкцию основных частей, зависящую от числа осей. Вальцы катков выполняют цельнолитыми из чугуна или стали, а также сварными, состоящими из обода, дисков и ступицы. Для снижения металлоемкости вальцы часто изготавливают полыми (полости заполняют песком).

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, что важно при уплотнении асфальтобетонных покрытий.

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 фигурными кулачковыми вальцами являются самыми распространенными для уплотнения грунта. Они представляют собой полые гладкие металлические вальцы (диаметром 1–2,6 м), к внешней поверхности которых приварены уплотняющие кулачки (в шахматном порядке). Кулачковые вальцы имеют загрузочный люк для заполнения балластом (камнем, грунтом и др.).

Для гладких вальцов уплотнение грунта происходит от поверхности в глубь слоя. Кулачковые вальцы начинают уплотнение на глубине, наращивая его в направлении к поверхности. Поэтому на контактных площадках кулачков с грунтом должно быть достаточное давление для их погружения.

Кулачки могут иметь различную форму (рисунок 15.3). Они должны обеспечивать уплотнение на максимальную толщину отсыпанного грунта и минимальное разрыхление поверхностного слоя при выходе кулачка на поверхность. 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.

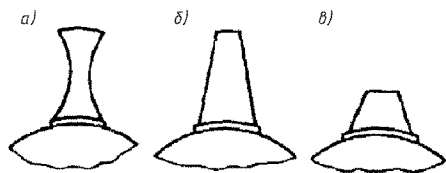


Рисунок 15.3 – Основные типы кулачков грунтоуплотняющих катков:
а – реверсивные; *б* – шиповые;
в – сегментные

По давлению катки с кулачковыми вальцами разделяют на легкие (0,4–2,0 МПа), средние (2–4 МПа) и тяжелые (4–10 МПа).

Форма кулачков также влияет на качество уплотнения грунтов. Ранее применялись реверсивные симметричные кулачки, которые хорошо погружались в грунт и выходили из него без излишнего разрыхления поверхности. Однако при работе на связных грунтах происходит налипание грунта на шейку кулачка. Поэтому в настоящее время используют шиповые и сегментные кулачки, которые обеспечивают ударное воздействие на грунт (см. рисунок 15.3). Их опорная поверхность имеет круглую, квадратную или эллиптическую формы.

В настоящее время 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.

Катки с решетчатыми вальцами (рисунок 15.4) 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.

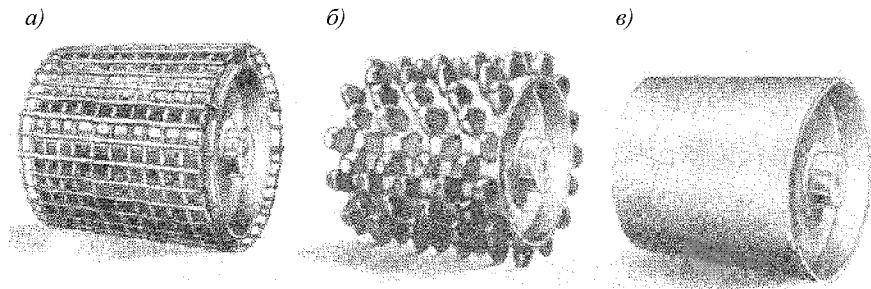
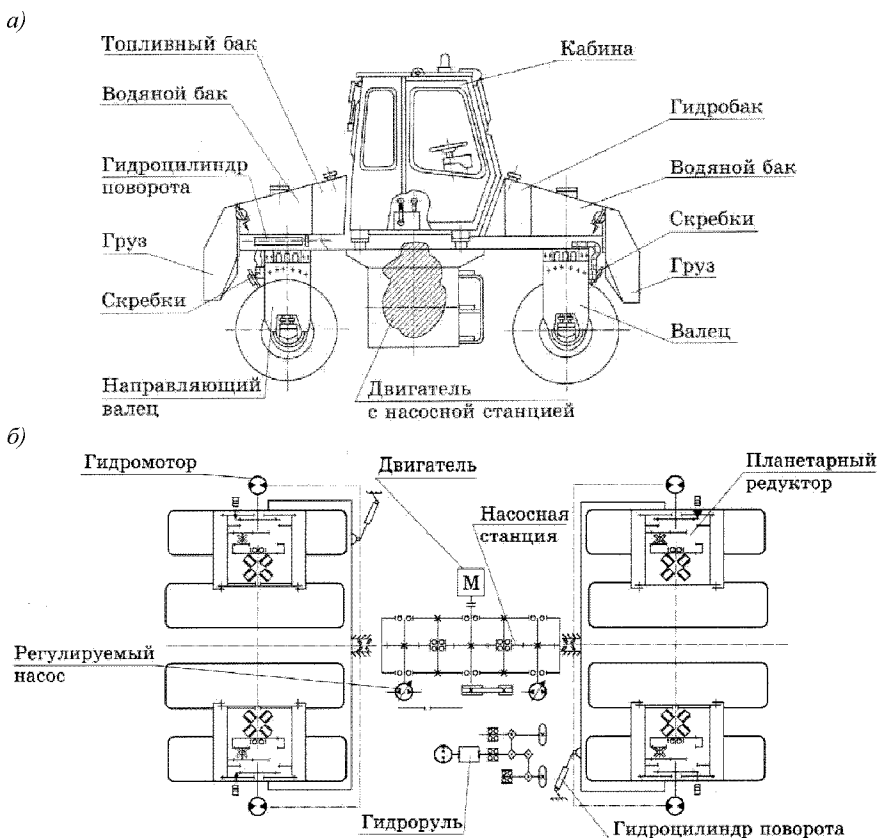


Рисунок 15.4 – Вальцы:
а – решетчатый; б – кулачковый; в – гладкий

Пневмокатки могут уплотнять все виды грунтов, а также асфальтобетонные смеси. Они не подвергают дроблению щебень и гравий (как гладкие металлические вальцы). Благодаря совместному действию силы тяжести катка и упругой деформации шин, вызывающей сдвиговый эффект, катки на пневмошинах являются более эффективными. Они могут обеспечить уплотнение грунта (в зависимости от массы катка) на глубину от 0,2 до 0,7 м (при меньшем количестве проходов). Кроме того, увеличивается площадь и время контакта с грунтом по сравнению с гладкими вальцами.

Компоновка и кинематическая схема пневмокошечного статического катка представлены на рисунке 15.5.



К основным параметрам пневмокатков относятся типоразмеры шин, число колес, зазоры между шинами и сила тяжести катка.

Типоразмер шин выбирают, базируясь на требованиях к глубине и степени уплотнения материала. Считается, что ширина шины B должна быть больше толщины H_0 уплотняемого слоя материала ($B \geq H_0$), а расстояние между соседними колесами не должно превышать $(0,2 \dots 0,4)B$. При этом максимальное давление σ_{\max} связано с давлением воздуха в шине P_v следующим неравенством:

$$P_B(1 - K_d) \leq \sigma_{\max}, \quad (15.4)$$

где K_d – коэффициент, зависящий от давления воздуха в шине, $K_d = 0,15 \dots 0,16$.

Различают прицепные, полуприцепные и самоходные пневмокатки (см. рисунок 15.2) с гладкой и фигурной поверхностью.

Прицепные катки выпускают четырех типоразмеров:

- легкие (с балластом) – 15 ± 3 т;
- средние – 25 ± 4 т;
- тяжелые – 50 ± 6 т;
- особо тяжелые – 100 ± 10 т (для аэродромов применяются специальные катки до 200 т).

Прицепные одноосные катки имеют от 4 до 6 колес. Полуприцепные (15–50 т) агрегируют 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 неровностей поверхности каждым колесом и его постоянный контакт с грунтом (рисунок 15.6).

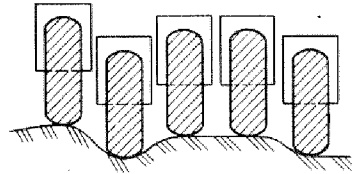


Рисунок 15.6 – Схема независимой подвески колес пневмокатка

Опорные узлы колес также допускают их качание в поперечной плоскости (рисунок 15.7), благодаря чему следы передних и задних колес перекрывают друг друга (рисунок 15.8).

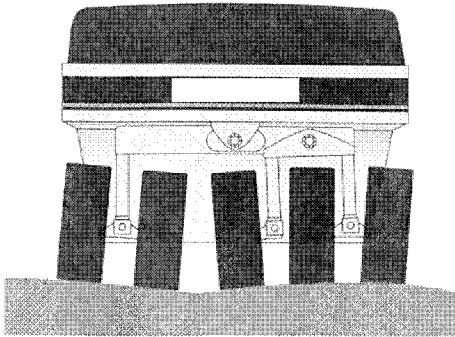


Рисунок 15.7 – Схема независимой подвески управляемых колес пневмокатка

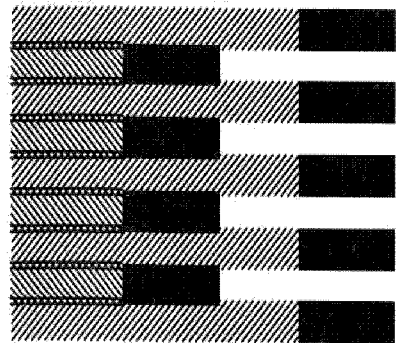


Рисунок 15.8 – Перекрывание следов передних и задних колес пневмокатка

Самоходные катки подразделяют на легкие (10–15 т), средние (20–30 т) и тяжелые (40–50 т). Общее число колес 7–9.

Виброкатками называют катки со встроенным в них вибратором. Они предназначены для послойного уплотнения несвязных, мало связных, гравийно-щебенчатых 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 грунтов, гладкие (в самоходных виброкатках) – для асфальтобетонных покрытий.

По массе их разделяют на легкие (до 2 т), средние (2–6 т) и тяжелые (более 6 т).

Уплотняющий эффект достигается при значительно меньшей массе, чем для катков статического действия. Эффективность уплотнения виброкатками (по сравнению с катками статического действия) зависит от характеристик грунта: с увеличением содержания в грунте глинистых частиц она снижается. В частности, если при уплотнении песков виброкатки эффективнее в 5 раз (т. е. во столько раз можно снизить массу виброкатка, чтобы достичь той же степени уплотнения, что и катками статического действия), то для супесей – в 2 раза, а для средних и тяжелых суглинков – в 1,1–1,3 раза.

Эффективность воздействия вибровальца на уплотняемый материал характеризуется мощностью вибраций N_v , которая зависит от частоты вибраций и амплитуды колебаний:

$$N_v = a_{\max} f G_v, \quad (15.5)$$

где a_{\max} – максимальная вертикальная амплитуда колебаний, мм;

f – частота возбуждения, с^{-1} ;

G_v – нагрузка на ось вибровальца, Н.

Воздействие на материал может происходить в режиме вибрации (с пригрузом) и при отрыве вальца от поверхности. Переход из режима виброуплотнения к режиму виброотрамбования происходит при $a_{\max} = 0,3 \dots 0,4$ мм. В ряде случаев при этом переходе возможна частичная потеря управляемости и устойчивости катков, имеющих вибровалец.

Самоходные виброкатки бывают одновальцовыми с ручным управлением, двухвальцовыми двухосными и трехвальцовыми трехосными.

По типу трансмиссии различают виброкатки с механической, гидромеханической и гидростатической трансмиссией (рисунок 15.9).

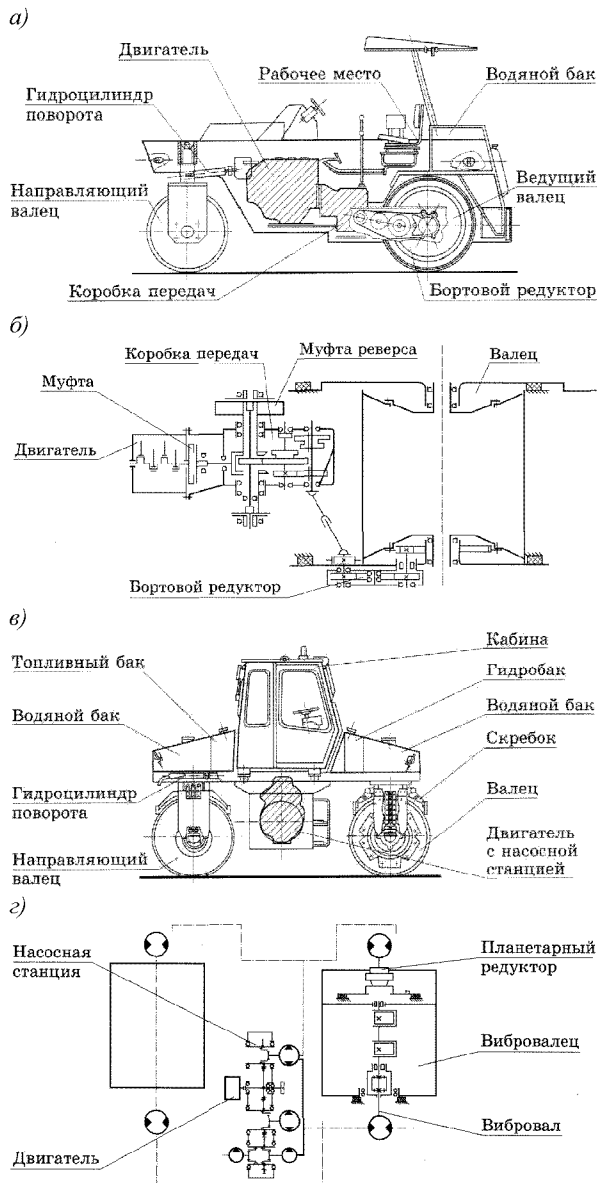


Рисунок 15.9 – Вибрационные катки:

а – компоновочная схема катка с механической трансмиссией; б – кинематическая схема катка с механической трансмиссией; в – компоновочная схема катка с гидростатической трансмиссией; г – кинематическая схема катка с гидростатической трансмиссией

Рабочим органом является металлический валец сварной конструкции, внутри которого вмонтирован вибровозбудитель. Обычно это дебалансный вал (или другой элемент, создающий круговые колебания), приводимый от гидромотора. Соединение вибровальца с рамой катка осуществляется с помощью резинометаллических амортизаторов.

В последние годы получили широкое распространение комбинированные самоходные виброкатки, одна из осей которых имеет гладкий металлический валец, а другая – пневмошины. Кроме того, данные катки могут иметь шарнирно-сочлененную раму (рисунок 15.10).

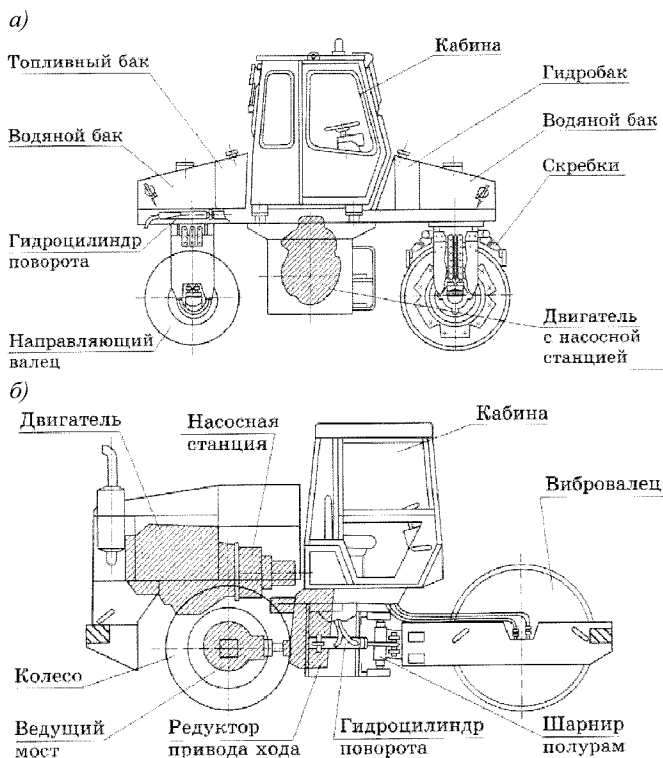
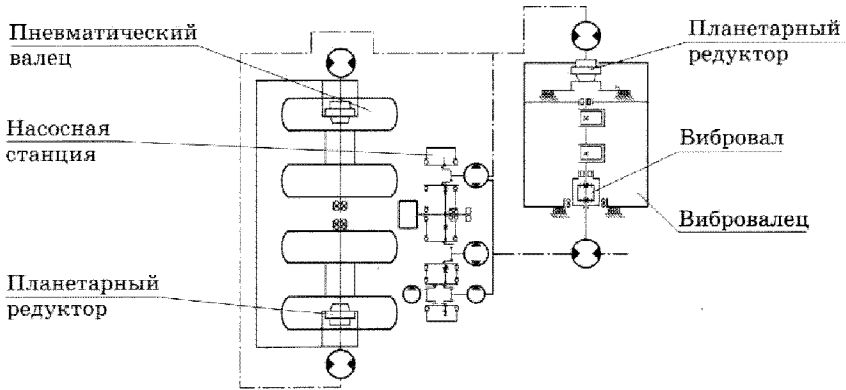


Рисунок 15.10 – Компоновка комбинированных самоходных виброкатков:
а – с направляющим вальцом; *б* – с шарнирно-сочлененной рамой

Гидросистема катков 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 (рисунок 15.11).

а)



б)

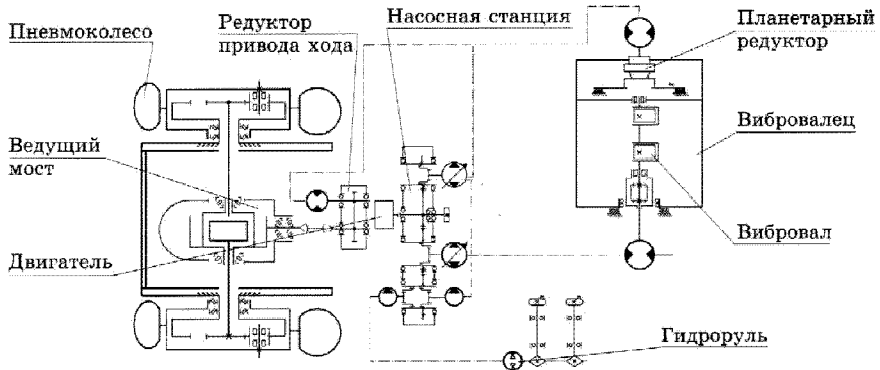
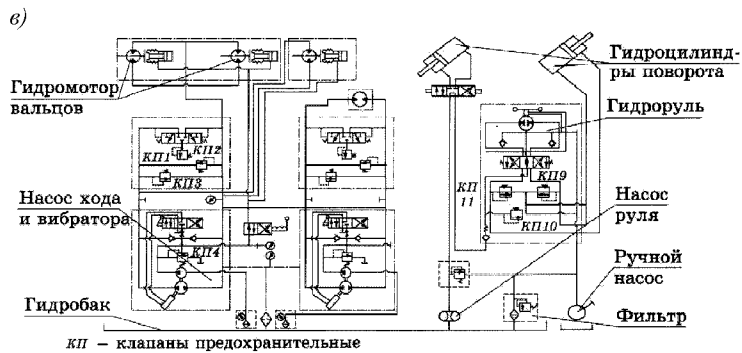
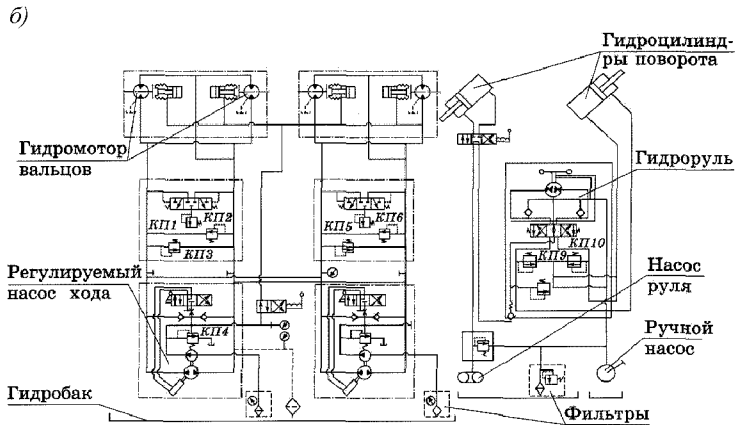
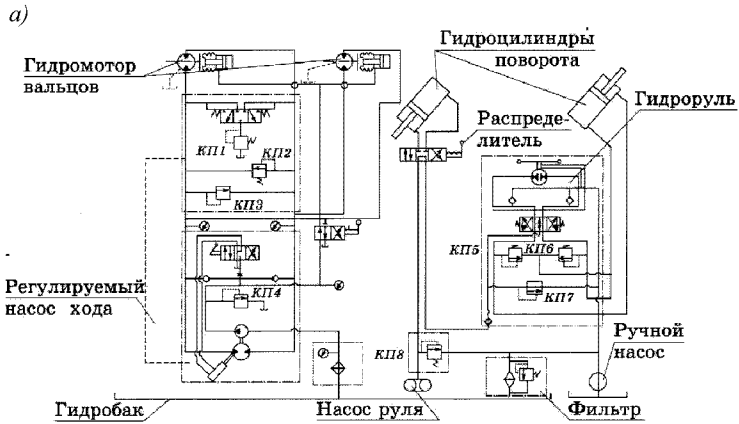


Рисунок 15.11 – Кинематическая схема с элементами гидросистемы комбинированных самоходных вибротатков:

а – с направляющим вальцом; б – с шарнирно-сочлененной рамой

Привод хода включает реверсивный регулируемый гидронасос и гидромотор, приводящий непосредственно или через редуктор колеса заднего моста (рисунок 15.12).

Привод вибровозбудителя состоит из гидронасоса и гидромотора, вращающего дебалансный вал (эксцентрик). Вибровозбудитель имеет две фиксированные частоты и две величины возмущающей силы, что достигается с помощью раздвижных дебалансов и реверсирования гидромотора или посредством переключения с одного эксцентрикового дебаланса на другой (рисунок 15.13). Гидрораспределитель обеспечивает в нейтральном положении золотника отключение привода вибровозбудителя, а в крайних положениях – вращение гидромотора вправо или влево для получения двух частот.



КП – клапаны предохранительные

Рисунок 15.12 – Схемы гидросистем катков:
 а – статического с металлическими вальцами; б – пневмоколесного;
 в – комбинированного вибрационного

Привод рулевого управления (см. рисунок 15.12) состоит из насоса постоянной подачи, гидроруля (т.е. гидрораспределителя), предохранительного клапана и двух силовых (исполнительных) гидроцилиндров.

Конструкции валцов самоходных дорожных катков могут различаться в зависимости от типа катка и типа его трансмиссии (рисунок 15.14).

Особенностью виброкатков с гидростатической трансмиссией является размещение в корпусе вальца дебалансного вибратора и механизма передвижения.

Если сопоставить катки по такому показателю, как водопроницаемость уплотненного асфальтобетонного покрытия (т.е. количеству воды в 1 см^3 , проникающей за один час через площадку площадью 100 см^2), то данные испытаний таковы: пневмошинный каток – $10,5 \text{ см}^3/\text{г}$; виброкаток с гладкими вальцами – $66 \text{ см}^3/\text{г}$; каток статического действия – $644 \text{ см}^3/\text{г}$. Отметим, что по европейским меркам последняя цифра считается неудовлетворительной, особенно для районов с большими суточными перепадами температур, к которым относится Республика Беларусь.

Для обеспечения высокого качества уплотнения, ровности и, как следствие, долговечности покрытия, конструкции катков и технологии производства ими работ должны рассматриваться во взаимосвязи. Так, каждая конкретная модель катка обеспечивает высокое качество уплотнения слоя асфальтобетона только определенного состава, толщины и температуры. На слоях иной толщины каток теряет эффективность, и необходима его замена на другую модель с соответствующими характеристиками. Кроме того, по мере остывания и уплотнения слоя требуется плавное изменение уплотняющего воздействия катка. В какой-то мере проблему можно решить, соблюдая технологию укладки и подбирая оптимальный состав отряда уплотняющей техники, но применение катков с плавным или ступенчатым изменением амплитуды от нуля до максимума позволяет получить более высокие результаты.

В современных катках вибрационные механизмы в переднем и заднем вальцах работают с одинаковой амплитудой, но во встречном направлении. При первых, осаживающих проходах при применении большой амплитуды колебаний важно не допустить образования валика материала или волны перед передним по ходу вальцом.

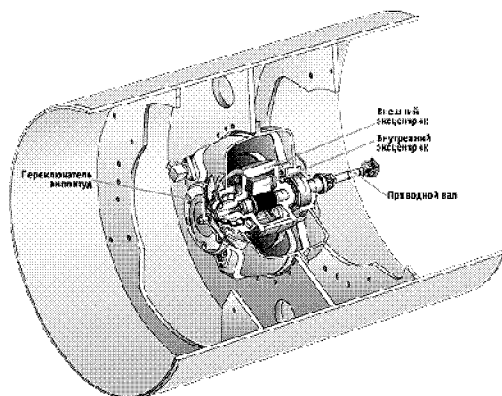
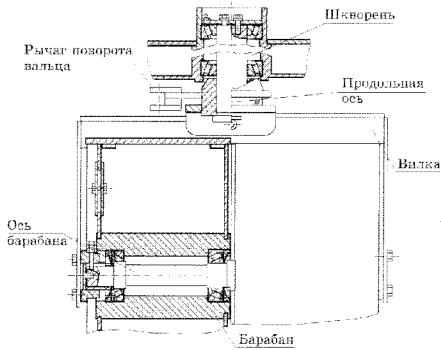
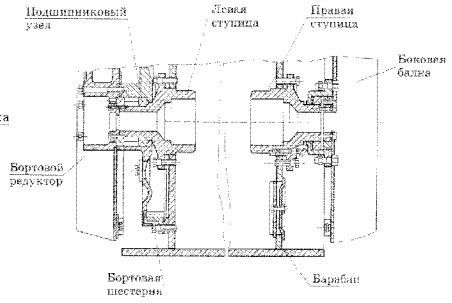


Рисунок 15.13 – Вибрационный валец

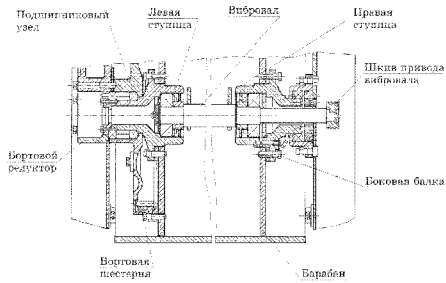
а)



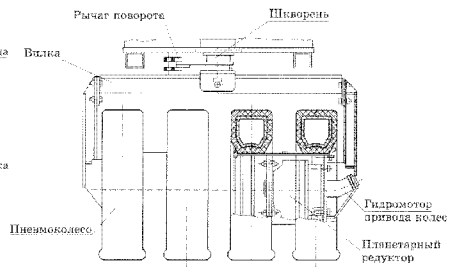
б)



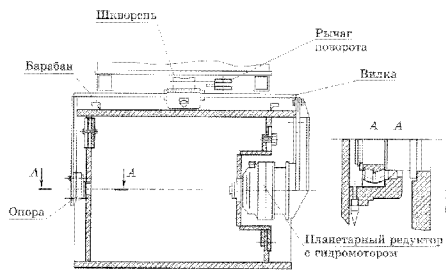
в)



г)



д)



е)

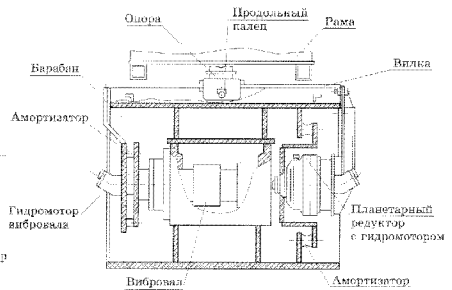


Рисунок 15.14 – Вальцы самоходных дорожных катков с механической (а – в) и гидростатической (г – е) трансмиссией:

а – ведомый направляющий; б – ведущий статический; в – ведущий вибрационный;
г – пневмоколесный; д – ведущий статический; е – ведущий вибрационный

Поэтому вибрационный механизм первого по ходу вальца вращается в том же направлении, что и сам валец, как при движении катка вперед, так и назад, подминая под себя материал. На выглаживающих проходах с малой амплитудой колебаний необходимо, чтобы задний по ходу валец подминал материал под себя и создавал напряжение сжатия в поверхностном слое, препятствующее образованию микротрещин за катком. Этого можно добиться, переключив направление вращения вибрационных механизмов на противоположное.

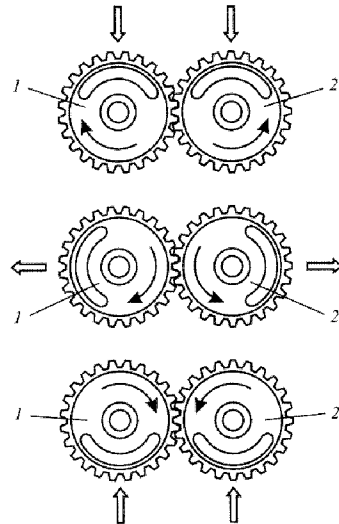


Рисунок 15.15 – Схема действия вибровозбудителя направленных колебаний: 1, 2 – зубчатые колеса с дебалансами

Одной из последних разработок в области вибрационных катков является создание вибровальцев с направленными колебаниями (рисунок 15.15), что позволяет значительно интенсифицировать процесс и повысить качество уплотнения.

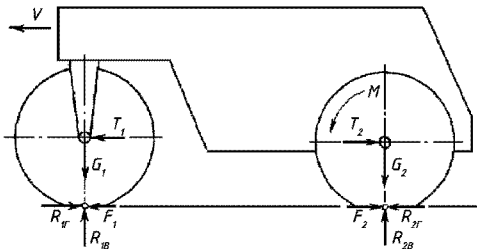


Рисунок 15.16 – Силы, действующие на ведомый и ведущий вальцы катка

При установившемся движении на уплотняемый материал действуют силы, указанные на рисунке 15.16. Отметим, что воздействие ведомого и ведущего вальцов на материал различно.

На ведомый валец действуют сила тяжести G_1 и толкающая сила T_1 . В зоне контакта на поверхности материала эти силы вызывают реакцию грунта, которую можно разложить на вертикальную R_B^1 и горизонтальную R_T^1 составляющие. (Очевидно, что $R_B^1 = G_1$ и $R_T^1 = T_1$). Сила реакции R_T^1 действует на валец со стороны уплотняемого материала. Следовательно, со стороны вальца на материал действует сила F_1 , которая будет двигать материал. В рыхлом материале (когда сопротивление его сдвигу мало) перед ведомым вальцом образуется валик. После того как сопротивление его сдвигу будет равно сдвигающей

силе F_1 , валец перекаатится через валик, а процесс сдвига материала начнется вновь. Как результат этого воздействия – волнистая поверхность.

На ведущий валец действуют сила тяжести G_2 , крутящий момент M и реакция со стороны рамы катка T_2 . В зоне контакта эти силы также вызывают реакцию грунта (составляющие R_r^2 и R_b^2). Валец приводится в движение крутящим моментом M , а уплотнение материала осуществляется силой G_2 .

Отличие воздействия ведущего вальца от ведомого в том, что горизонтальная составляющая F_2 силы его воздействия на материал направлена в сторону, обратную движению вальца, и сдвигает материал в сторону уплотненного слоя. Поэтому волнообразование перед ведущим вальцом практически отсутствует.

В современных машинах стремятся исключить ведомые вальцы, хотя это и осложняет конструкцию. Как вариант уменьшения волнистости, – нагрузка на ведомые вальцы должна быть меньше, чем на ведущий.

Тяговый расчет катков. Сила тяги T должна быть не меньше суммы W всех сопротивлений, возникающих при движении катка: $T \geq W$ (т. е. ее определяют по значению W):

$$W = W_{\text{п}} + W_1 + W_{\text{доп}}, \quad (15.6)$$

где $W_{\text{п}}$ – сопротивление перекаатывания катка, Н;

W_1 – сопротивление от сил инерции при трогании с места, Н;

$W_{\text{доп}}$ – дополнительное сопротивление на криволинейных участках, Н.

$$W_{\text{п}} = G (f + i), \quad (15.7)$$

где G – сила тяжести катка, Н;

f – коэффициент сопротивления перекаатыванию, $f = 0,05 \dots 0,20$;

i – уклон, $i = 0,05 \dots 0,08$.

$$W_1 = m\chi \frac{v}{t_p}, \quad (15.8)$$

где m – масса катка, кг;

χ – коэффициент учета инерции вращающихся масс трансмиссии двигателя и вальцов, $\chi = 1,10 \dots 1,15$;

v – скорость движения катка, м/с;

t_p – время разгона до v , с.

$$W_{\text{доп}} = k_i G_1, \quad (15.9)$$

где k_i – коэффициент сопротивления при движении,

$$k_i = \begin{cases} 0,3 & \text{– по рыхлому щебню,} \\ 0,2 & \text{– по плотному основанию;} \end{cases}$$

G_1 – сила тяжести катка, приходящаяся на направляющие вальцы, Н.

Зная силу тяжести на ведущих вальцах катка, необходимо проверить условие сцепления вальцов с обрабатываемой поверхностью:

$$\varphi_{\text{сц}} G_{\text{сц}} \geq T \geq W, \quad (15.10)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления;

$G_{\text{сц}}$ – сцепная сила тяжести, т.е. сила тяжести катка, приходящаяся на ведущие вальцы, Н.

Мощность двигателя должна обеспечивать нормальную работу в наиболее тяжелых условиях (при укатке рыхлого щебня на предельном подъеме или при проходе катка на транспортной скорости по дороге с предельным подъемом):

$$N = \frac{Tv}{\eta}, \quad (15.11)$$

где $T = W$ – сила тяги на ободе ведущих катков, Н;

v – скорость движения, м/с;

η – КПД трансмиссии от двигателя к ведущим вальцам.

Производительность катков

$$П = \frac{(B - a)v_{\text{ср}}}{n}, \quad (15.12)$$

где B – ширина полосы, равная ширине вальца, м;

a – размер перекрытия, $a = 0,20 \dots 0,25$ м;

$v_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения катка,

$$v_{\text{ср}} = \begin{cases} 1,3 \dots 3,0 \text{ км/ч} & \text{- для гладких,} \\ 4 \dots 5 \text{ км/ч} & \text{- для кулачковых,} \\ 3 \dots 10 \text{ км/ч} & \text{- для пневмошин;} \end{cases}$$

n – число проходов.

Средняя скорость катка

$$v_{\text{ср}} = \frac{L}{t_{\text{дв}} + t_{\text{рев}}}, \quad (15.13)$$

где L – длина укатываемой полосы, м;

$t_{\text{дв}}$ – среднее время движения за один проход, с;

$t_{\text{рев}}$ – время реверсирования, $t_{\text{рев}} = 1 \dots 2$ с.

Машины для уплотнения развиваются в двух основных направлениях. Первое связано с совершенствованием традиционных конструкций и включает следующие мероприятия:

1) расширение гаммы машин различных типоразмеров с набором уплотняющих рабочих органов для повышения эффективности уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов;

2) расширение технологических возможностей катков за счет их оснащения вспомогательными рабочими органами (бульдозерными отвалами, съемными бандажами с фигурными уплотнительными элементами, механизмами отрезки и уплотнения кромки покрытий и др.);

3) оснащение машин энергосберегающими системами, обеспечивающими высокое качество уплотнения при минимальных энергозатратах. Это достигается регулированием параметров вибрации (амплитуды и направления) в зависимости от структуры, состава и свойств дорожно-строительных материалов;

4) автоматизация рабочего цикла машин с контролем и регулированием толщины, плотности и других характеристик уплотняемых слоев;

5) дальнейшее улучшение условий труда машинистов за счет оснащения бортовыми ЭВМ, более эффективными средствами защиты от шума и вибрации, улучшение обзорности с целью уменьшения мертвых зон перед вальцами.

Второе направление состоит в поиске принципиально новых методов уплотнения повышенной эффективности. К ним можно отнести использование вакуумной технологии, электрических полей и осцилляторное уплотнение, совмещающее сочетание статического и динамического воздействия на материал при направленных колебаниях.

16 ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Современное машиностроение развивается по пути снижения потребления энергии, топлива, материалов и сырья, а также уменьшения трудозатрат при изготовлении машиностроительной продукции. Следует отметить актуальность этих задач для отечественных машиностроителей из-за дефицита топлива, сырья и материалов на нынешнем этапе развития экономики, а также из-за увеличенных удельных показателей энерго- и материалоемкости продукции машиностроения СНГ по сравнению с аналогичной продукцией известных производителей машин.

В настоящее время в Беларуси развитие производства строительных машин, в том числе машин для земляных работ, осуществляется по нескольким основным направлениям, характерным для мирового машиностроения:

1) совершенствование методов и средств повышения безопасности эксплуатации, эргономических и экономических характеристик машин;

2) снижение удельных показателей энерго- и материалоемкости за счет применения новых материалов с высокими и стабильными физико-механическими характеристиками (в том числе высокопрочных полимерных композитов), более совершенных силовых установок и ресурсосберегающих технологий;

3) повышение надежности узлов и механизмов машин современными конструктивными и технологическими методами;

4) совершенствование систем привода за счет использования новых типов передач, узлов бесступенчатого регулирования скоростных характеристик машин;

5) повышение степени универсальности машин малого и среднего типоразмера за счет расширения спектра сменного рабочего оборудования;

6) расширение диапазона типоразмерных рядов путем разработки как малогабаритной техники мощностью 5–30 кВт, так и машин большой единичной мощности (500–1500 кВт);

7) повышение эффективности рабочих органов, в том числе на основе использования новых физических и физико-химических ресурсосберегающих эффектов (электрогидравлического эффекта (ЭГ-эффекта), трибоэлектричества (Т-эффекта), явления быстрого обратимого повышения эффективной вязкости неводных дисперсных систем в сильных электрических полях, т. е. электрореологического эффекта (ЭР-эффекта), механического воздействия на обрабатываемое вещество ферромагнитных частиц, двигающихся с большой скоростью в переменном электромагнитном поле (эффекта вихревого слоя или ВС-эффекта), а также ультразвуковой обработки);

8) расширение применения автоматизированных и роботизированных систем управления на основе современных ЭВМ и микропроцессорной техники;

9) расширенное применение методов унификации, блочной компоновки и агрегатирования, дальнейшая специализация производства деталей и конструкций машин;

10) создание многофункциональных машин, имеющих расширенные технологические возможности.

До приобретения суверенитета промышленность Беларуси, в том числе машиностроение, была интегрирована в общую союзную структуру, имея большое число смежников и соисполнителей, получая и производя комплектующие изделия. Нелишне заметить, что в Советском Союзе БССР считали машиностроительной республикой, имеющей высокий инженерно-технический потенциал. В годы суверенитета отечественным машиностроителям пришлось осваивать значительно большую номенклатуру машин и их комплектующих и развивать производство, базируясь, в первую очередь, на требованиях отечественных потребителей. В настоящее время крупными предприятиями дорожного и строительного машиностроения решается несколько основных задач. Во-первых, разрабатываются и изготавливаются модельные ряды однотипных машин с широким диапазоном изменения их главного параметра. Во-вторых, на базе ранее разработанных конструкций расширяется номенклатура машин, обеспечивающих комплексную механизацию земляных и дорожных работ. В-третьих, разрабатываются и изготавливаются различные виды навесного, прицепного и другого сменного оборудования. В-четвертых, осуществляется производство основных комплектующих изделий, в том числе импортозамещающих.

Вместе с тем, по данным Госкомстата, доля экспорта белорусской продукции с высоким уровнем наукоемкости составляет всего 3–4 %. Поэтому от отечественных производителей требуется наращивание экспортного потенциала за счет создания машин, конкурентоспособных на мировом рынке, включая рынки развитых стран. Решение этих серьезных задач базируется на современных представлениях о полном жизненном цикле (ПЖЦ) машин и их экологической совместимости с окружающей средой.

Как известно, жизненный цикл машины начинается с зарождения идеи, включает научные исследования, а также этапы проектирования и конструирования, изготовления и эксплуатации и заканчивается ее утилизацией.

На начальной стадии процесса создания машины как технического средства, предназначенного для удовлетворения потребностей общества, осуществляется анализ объема потребностей потенциальных пользователей, заинтересованных в создании машин с заданным набором технико-экономических, эксплуатационных и других показателей ее качества, т. е. проводится маркетинг. При этом анализируются современные конструкции машин, в том числе в рамках патентного поиска по нескольким странам, которые имеют передовой опыт и высокий уровень разработок в соответствующей области машиностроения.

На этапе проектирования разрабатываются структурная и конструктивная схемы машины и ее главных составных частей с учетом особенностей эксплуатации машины и возможности ее развития. На этом этапе принимаются концептуальные решения по материалам и конструкциям, технологиям изготовления и правилам эксплуатации. При этом учитывается необходимость обеспечения низких показателей удельной материал- и энергоемкости, высокой надежности и технологичности изготовления, экологичности на всех последующих этапах создания и функционирования машины.

На этой основе осуществляется конструирование, результат которого – разработка конструкторской документации, необходимой для дальнейшего изготовления машины.

Задача разработчиков при проектировании и конструировании состоит в создании новой машины, обладающей повышенными технико-экономическими, конструктивными и эксплуатационными показателями по сравнению с существующими машинами аналогичного назначения. Вместе с тем, конкурентоспособность зависит от ее экологической совместимости с внешней средой. Современные требования экологической безопасности заставляют пересмотреть традиционные методы создания и функционирования машин. Новые подходы отражены в серии международных стандартов *ISO 14000* «Система экологического управления», которая включает организацию системы экологического управления и аудита, а также оценку экологичности производства и продукции на всех стадиях жизненного цикла. Оценка экологической безопасности машин, а также их совершенствование с учетом экологии («конструирование для экологии») осуществляются на основе концепции ПЖЦ.

Этот подход – «конструирование для экологии» (*Design for the Environment*) – показывает важность 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.

Концепция ПЖЦ состоит в том, что экологическая безопасность является приоритетным звеном взаимосвязи всех этапов жизненного цикла машин, включая их утилизацию. При этом эффективность утилизации машины по окончании срока ее эксплуатации во многом является основой всех мероприятий по экологической безопасности на предшествующих этапах жизненного цикла машины.

В общем виде жизненный цикл машины можно представить схемой (рисунок 16.1).

Граница продуктивной системы

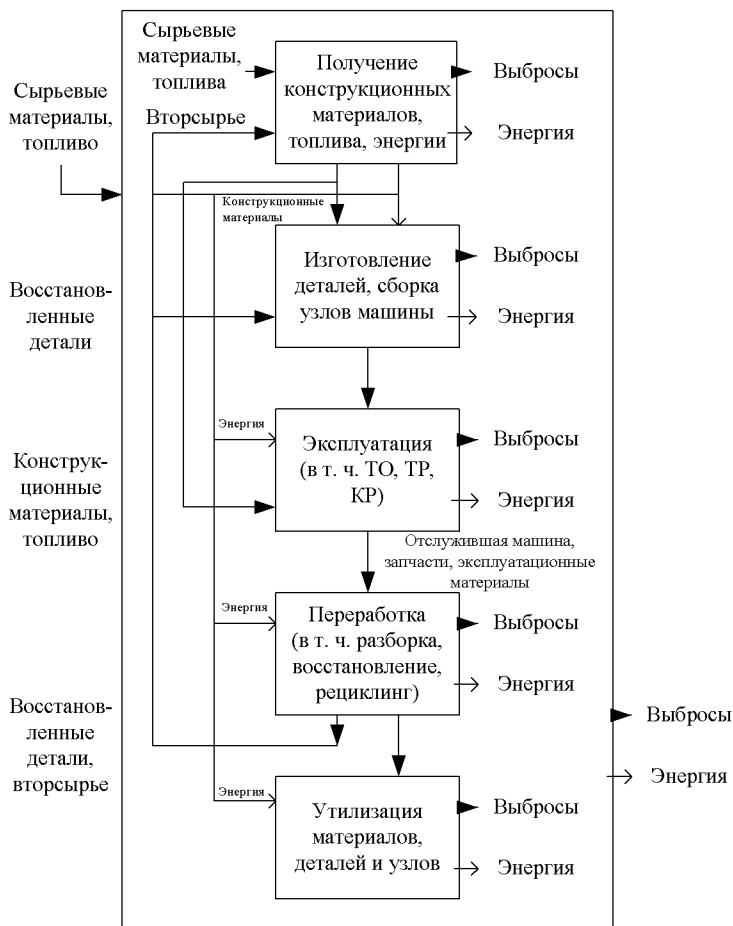


Рисунок 16.1 – Схема жизненного цикла машины с потоками веществ и энергии (под выбросами понимается любое материальное загрязнение окружающей среды)

Общей целью оценки экологической совместимости машин с окружающей средой является улучшение экологических показателей машин или их отдельных узлов на всех стадиях жизненного цикла, в частности, за счет применения новых материалов и современных технологий изготовления. Помимо этого, на практике часто возникает необходимость определения влияния модернизации конструкции машины на ее экологические показатели. Такие оценки позволяют сопоставить различные варианты конструкции машин, существенно отличающихся друг от друга (например, машины с различными силовыми установками – дизельной, бензиновой, гибридной; транспортные средства в двух- или трехосном исполнении и т. п.).

Оценка экологического ущерба, наносимого окружающей среде вредными выбросами, может быть использована для обоснования выбора наиболее целесообразных методов улучшения экологических показателей машин и их составных частей. Так, например, уменьшение расхода топлива и выброса вредных веществ машиной в условиях эксплуатации может быть достигнуто уменьшением ее массы, снижением сопротивления движению (аэродинамического или сопротивления качению), улучшением технических показателей и повышением КПД двигателя и передач.

Как отмечалось, важной стадией полного жизненного цикла машины является ее *утилизация* по окончании срока службы. В 1997 г. Совет Евросоюза принял директиву «Транспортные средства, вышедшие из эксплуатации» (№ 97/с 337/02), в которую затем был внесен ряд поправок. В основе этих мероприятий – установление мер по предотвращению образования отходов, связанных с выводом из эксплуатации машин, а также с их повторным использованием, рециклированием и другими формами восстановления. Государства-участники обязаны гарантировать реализацию этих мероприятий по предотвращению негативного воздействия, наносимого окружающей среде отслужившими свой срок машинами. В их числе совместный контроль (производителей машин, материалов и оборудования) использования вредных веществ в машинах и сокращения их содержания до минимально возможного количества; совершенствование машин с учетом необходимости предотвращения выбросов в окружающую среду. Помимо этого, поставлена задача разрабатывать новые машины, которые приспособлены к разборке, повторному использованию и утилизации (в особенности рециклированию) по окончании срока службы. Отметим, что для отечественных производителей эти мероприятия не потеряли своей актуальности и по сей день.

С 1 января 2005 г., машины должны утилизироваться не менее чем на 95 мас. % путем рециклинга материалов и повторного использования отдельных деталей либо сжиганием отходов (с регенерацией энергии). При этом на повторное использование (или рециклинг) должно идти не менее 85 % массы машины. Кроме того, введены очень жесткие ограничения на

содержание опасных и вредных веществ в узлах и агрегатах машин, таких как кадмий, свинец, ртуть и шестивалентный хром.

Таким образом, экологические стандарты по ПЖЦ требуют пересмотра всего процесса разработки новой техники. И хотя новая концепция содержит в основном апробированные рекомендации по обеспечению высокого качества машиностроительной продукции, но каждая из них рассматривается с экологической точки зрения:

- 1) использование рециклируемых и рециклированных материалов;
- 2) проектирование технологических процессов, способствующих снижению энергоемкости и уменьшению выбросов вредных веществ;
- 3) использование материалов, которые не требуют дополнительной обработки (доводки) поверхности деталей;
- 4) совершенствование технологических процессов с целью минимизации образования отходов и обеспечения повторного использования этих отходов в том же производственном процессе;
- 5) разработка модульной конструкции машин для упрощения разборки и замены узлов;
- 6) разработка конструкции, обеспечивающей при утилизации машины простое и удобное разделение различных материалов.

Ведущие фирмы ведут работы по внедрению в практику требований ПЖЦ по утилизации машин, вышедших из эксплуатации. Наиболее впечатляющие результаты имеют автомобилестроители: например, в фирмах «Toyota», «Volkswagen», «BMW», «Volvo», «Fiat», «Ford», «Renault» и др. степень повторного использования материалов достигает 85–90 %. Ими разработаны стандарты предприятий по «конструированию для рециклинга», а также руководства по разборке и утилизации машин по окончании срока их службы. Узлы машины проектируются таким образом, чтобы снизить время, требуемое для их разборки, а также уменьшить количество узлов, которые разбираются только путем предварительной разборки других узлов.

Концепция рассмотрения машиностроительной продукции в рамках полного жизненного цикла вызывает необходимость ее информационного сопровождения на всех стадиях создания и функционирования машин. Эту задачу решают CALS-технологии (*Continuous Acquisition and Lifecycle Support* – непрерывная информационная поддержка поставок и жизненного цикла), в основу которых было положено единообразное представление информации о конструкции изделий, их характеристиках, технологической основе, технологиях производства и обслуживания, ремонта и утилизации.

CALS представляет собой единую информационную среду всех этапов жизненного цикла продукции, обеспечивающей интеграцию информационных и электронных технологий описания изделий, применяемых на различных предприятиях. Она позволяет объединять в единое целое интегрированные автоматизированные системы управления технологическими про-

цессами и проектными работами, а также системы передачи данных на основе телекоммуникаций.

На этапе маркетинга применяют систему управления взаимоотношениями с заказчиками (*Customer Requirement Management – CRM*), которая включает базу данных о клиентах, партнерах и поставщиках. Эта информация позволяет проводить анализ рынка и составлять прогноз спроса на изделия.

На этапе проектирования используют системы автоматизированного проектирования (САПР), подразделяющиеся на системы функционального, конструкторского и технологического проектирования.

Функциональные системы автоматизации инженерных расчетов и анализа (*Computer-Aided Engineering – CAE*) предназначены для инженерных расчетов и анализа физических процессов. *CAE*-системы представляют собой программные продукты, позволяющие при помощи расчетных методов оценить поведение компьютерной модели изделия в условиях эксплуатации.

Конструкторские системы автоматизированного проектирования (*Computer-Aided Design – CAD*) предназначены для создания электронных чертежей и трехмерных моделей, а также для конструкторской и технологической документации.

Системы технологического проектирования (*Computer-Aided Manufacturing – CAM*) предназначены для подготовки технологического процесса производства изделий и осуществления автоматизации программирования станочного оборудования с числовым программным управлением.

Для управления проектированием и функционированием всех компонентов САПР используют системы управления данными об изделии (*Product Data Management – PDM*), которые позволяют обрабатывать инженерно-техническую информацию, необходимую на этапах проектирования и производства.

На этапе производства используют автоматизированные системы планирования и управления предприятием, включая разработку производственных процессов, с учетом возможностей предприятия.

Кроме того, имеются системы управления поставками (*Supply Chain Management – SCM*), предназначенные для автоматизации и управления снабжением предприятия. Их применение существенно снижает затраты на логистику и закупку сырья. С помощью этих систем осуществляют планирование структуры и оптимизацию поставок внутри логистической сети предприятия (с учетом планируемых продаж).

Начало разработки *CALS*-технологий относится к середине 1970-х годов, когда в оборонном ведомстве США возникла необходимость в оперативном электронном обмене данными между заказчиками, производителями и потребителями военной техники. Сегодня эти технологии получили достаточно широкое распространение во многих странах, существует уже более 25 национальных организаций по развитию *CALS*.

В Беларуси работы по созданию информационных технологий и программного обеспечения осуществляются в рамках Государственной научно-технической программы «*CALS*-технологии» (с 2006 года). В числе ее основных задач:

- создание нормативно-методической базы, регламентирующей электронный обмен данными;
- разработка и внедрение на предприятиях информационных систем, поддерживающих процессы жизненного цикла продукции;
- сокращение объемов опытно-экспериментальных работ, оптимизация технических характеристик изделий, снижение их материало- и энергоемкости;
- обеспечение информационно-технического перевооружения предприятий;
- уменьшение брака в проектировании и производстве;
- сокращение издержек на эксплуатацию и ремонт изделий.

Информационные системы, поддерживающие процессы жизненного цикла продукции, внедряются на основных машиностроительных предприятиях Беларуси (Амкодор, МТЗ, МАЗ, БелАЗ и др.). Во взаимоотношениях между передовыми предприятиями становится нормой требование компьютерного представления (и обмена данными) о поставляемой продукции на всех этапах ее жизненного цикла. Белорусские предприятия в рамках международного сотрудничества, в частности, при продаже сложных наукоемких изделий и лицензий на их производство, также должны соблюдать требования стандартов *CALS* применительно к поставляемой с изделием технической документации в электронной форме. Компьютерная информационная поддержка должна быть обеспечена и для процессов технического обслуживания, материально-технического снабжения, заказа запасных частей и ремонта.

CALS-технологии включены в международные стандарты серии ИСО 10303 *STEP – Standard for the Exchange of Product Model Data* (Стандарт по обмену данными о продукции). Это весьма обширные документы, состоящие из множества томов. В качестве примера можно привести стандарт ИСО 10303-214 (по автомобилестроению). В нем представлена исчерпывающая информация о процессе проектирования механических частей автомобиля. В этих документах приводятся самые разнообразные сведения, в их числе:

- конструкторская документация об изделии;
- характеристики моделирования для описания кинематических структур;
- размерные параметры, включая данные о допусках;
- данные о форме изделия;
- информация об изменениях, которые внесены на этапе конструирования;
- идентификация стандартных и оригинальных элементов и узлов;
- информация об объемах выпуска изделий;
- данные об изделиях производителей и их поставщиков, включая детали, сборочные единицы, инструментальные средства, комплексы инструментальных средств и сырьевые материалы;

– технологическая информация, используемая для производства и управления взаимосвязями между промежуточными стадиями разработки инструментов или деталей;

– данные о поставщике изделия с необходимой контактной информацией.

Важным фактором повышения эффективности эксплуатации дорожных машин является *контроль за местом нахождения и работой машин*, позволяющий оперативно реагировать на чрезвычайные ситуации. В ряде стран, в том числе в России, налажена радионавигационная система для определения места нахождения машины. Наличие радиосвязи между диспетчерским пунктом и машиной позволяет оперативно реагировать на непредвиденные обстоятельства. Кроме того, наличие комплекта датчиков контроля за работой машины, бортового компьютера и аппаратно-программных средств обеспечения позволяет записывать и затем анализировать всю статистическую и динамическую информацию об эффективности эксплуатации машины. В Союзном государстве успешно эксплуатируется радионавигационная система «Дорожник» для обеспечения эффективной уборки городских улиц Москвы.

При разработке соответствующих автоматизированных радионавигационных систем контроль и слежение за машинами для земляных работ и другими подвижными объектами можно существенно улучшить за счет комплексного использования спутниковых навигационных систем *GPS* и Глонасс.

В конце XX столетия ведущими космическими странами были созданы глобальные системы навигации: в США – *GPS (Global Positioning System)*, в России – Глонасс (Глобальная навигационная спутниковая система). Аналогичные системы разрабатывают также Евросоюз (*Galileo*) и Китай.

В это же время в США (затем в Японии) началось широкомасштабное освоение этих систем для проведения землеройных, профилировочных и уплотнительных работ с помощью специализированных машин.

Управление машинами для земляных работ (автогрейдером, бульдозерами, скреперами, катками, экскаваторами) с использованием *GPS* обеспечивает оптимизацию и ускорение технологических процессов (резания, копания, уплотнения и др.) за счет точного позиционирования рабочего органа и машины в целом в любой момент времени. При этом обеспечиваются стабильность и точность курсовой устойчивости машины в соответствии с проектными требованиями.

Технологии производства земляных работ с использованием *GPS* базируются на трех системах:

- а) спутниковом комплексе;
- б) наземном комплексе слежения за спутниками;
- в) комплексе оборудования производителя работ (т. е. машины с установленными на ней антеннами и приемником-накопителем информации – ресивером). Как правило, ресивер монтируется на машине, а антенна – на рабочем органе (с присоединением к ресиверу с помощью кабеля).

Основой технологии *GPS* является система спутников, перемещающихся в космическом пространстве по заданным орбитам. Передавая радиосигналы, спутники сканируют заданный район и находят нужный объект на местности.

За спутниковым комплексом *GPS* идет непрерывное слежение несколькими земными радарными станциями США. Слежение за спутниковой системой Глонасс осуществляется аналогичным образом радарными станциями России.

Работа ресивера накопительного блока станции сводится к определению траектории движения машины в трехмерной системе координат. Определяются координаты позиционирования в режиме реального времени, при этом в его памяти сохраняется вся необходимая информация со всех спутников системы, которая позволяет определить, где и в какое время находится машина. Компьютер в кабине машины сравнивает локационную информацию ресивера с рабочей документацией проекта по карте данных и с информацией о фактических координатах машины. При необходимости посредством имеющегося интерфейса (электроника–гидравлика) осуществляется изменение положения рабочего органа в соответствии с требованиями проекта.

Применение системы *GPS* существенно ускоряет производство земляных работ, а также значительно сокращает число машин по сравнению с традиционными технологиями.

Глобализация современного мира, активное международное научно-техническое сотрудничество, наличие надгосударственной инфраструктуры предприятий машиностроительного комплекса, широкие возможности размещения производств в регионах с дешевой рабочей силой ставят перед отечественным машиностроением задачи по обеспечению конкурентоспособности своей продукции. В их числе модернизация материально-технической базы, включая оснащение автоматизированными линиями специализированных производств, замена устаревших технологий более современными, обеспечивающими качественный рост потребительских свойств продукции, сокращение потребления импортных комплектующих и организация производства их высококачественных отечественных аналогов. Их решение может расширить гамму отечественных машин, обладающих низкими удельными показателями материал- и энергоемкости и отвечающих жестким требованиям международных стандартов по энергосбережению, экологии и эргономике.

- 1 **Абрамович, В. А.** Расчет гидропривода механизмов одноковшового экскаватора / В. А. Абрамович, В. А. Довгяло. – Гомель : БелГУТ, 2003. – 49 с.
- 2 **Беркман, И. Л.** Одноковшовые строительные экскаваторы / И. Л. Беркман, А. В. Раннев, А. К. Рейш. – М. : Высшая школа, 1986. – 272 с.
- 3 **Вавилов, А. В.** Дорожно-строительные машины / А. В. Вавилов [и др.]. – Мн. : УП «Технопринт», 2000. – 515 с.
- 4 **Довгяло, В. А.** Двигатели внутреннего сгорания путевых и дорожно-строительных машин / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев. – Гомель : БелГУТ, 2006. – 229 с.
- 5 **Добронравов, С. С.** Строительные машины и оборудование / С. С. Добронравов. – М. : Высшая школа, 1991. – 456 с.
- 6 **Добронравов, С. С.** Строительные машины и основы автоматизации / С. С. Добронравов, В. Г. Дронов. – М. : Высшая школа, 2003. – 575 с.
- 7 **Домбровский, Н. Г.** Строительные машины. Ч. 2 / Н. Г. Домбровский, М. И. Гальперин. – М. : Высшая школа, 1985. – 224 с.
- 8 Дорожно-строительные машины и комплексы / В. И. Баловнев [и др.]. – Москва-Омск : Изд-во СибАДИ, 2001. – 528 с.
- 9 Дорожные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ / Т. В. Алексеева [и др.]. – М. : Машиностроение, 1972. – 504 с.
- 10 Дорожные машины. Ч. 2. Машины для устройства дорожных покрытий / К. А. Артемьев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 396 с.
- 11 Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет / под ред. Н. Я. Хархуты. – М. : Машиностроение, 1976. – 468 с.
- 12 Машины для земляных работ / Ю. А. Ветров [и др.]. – Киев : Вища школа, 1981. – 383 с.
- 13 Машины для земляных работ / под ред. Н. Г. Гаркави. – М. : Высшая школа, 1982. – 335 с.
- 14 Машины для земляных работ / под общ. ред. Д. П. Волкова. – М. : Машиностроение, 1992. – 448 с.

15 Самоходные пневмоколесные скреперы и землевозы / под ред. Д. И. Плешкова. – М. : Машиностроение, 1970. – 271 с.

16 **Севров, К. П.** Автогрейдеры. Конструкция, теория, расчет / К. П. Севров, Б. В. Горячко, А. А. Покровский. – М. : Машиностроение, 1970. – 192 с.

17 Справочник конструктора дорожных машин / под ред. И. П. Бородачева. – М. : Машиностроение, 1973. – 503 с.

18 Строительные машины : справ. В 2 т. Т. 1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / под общ. ред. Э. Н. Кузина. – М. : Машиностроение, 1981. – 496 с.

19 Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин / под ред. Л. А. Гобермана. – М. : Машиностроение, 1988. – 407 с.

20 **Ульянов, Н. А.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Н. А. Ульянов, Э. Г. Роненсон, В. Г. Соловьев. – М. : Машиностроение, 1976. – 359 с.

21 **Холодов, А. М.** Проектирование машин для земляных работ / А. М. Холодов. – Киев : Вища школа, 1986. – 374 с.

22 **Чижик, Е. И.** Машины для земляных работ / Е. И. Чижик. – Могилев, 2005. – 250 с.

23 **Щемелев, А. М.** Расчет бульдозера / А. М. Щемелев. – Могилев : МГТУ, 2001. – 137 с.

24 **Щемелев, А. М.** Расчет скреперов / А. М. Щемелев, В. А. Довгяло. – Гомель : БелГУТ, 1995. – 69 с.

25 **Щемелев, А. М.** Проектирование гидропривода машин для земляных работ / А. М. Щемелев. – Могилев : ММИ, 1995. – 322 с.

Учебное издание

ДОВГЯЛО Владимир Александрович
БОЧКАРЕВ Дмитрий Игоревич

ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ
Часть I
Машины для земляных работ

Учебное пособие

Редактор *Н. А. Дашкевич*
Технический редактор *В. Н. Кучерова*
Корректор *Т. А. Пугач*
Компьютерный набор и верстка *В. Ю. Пацевой*

Подписано в печать 07.12.2010 г. Формат 60x84 $\frac{1}{16}$.
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 14,65. Уч.-изд. л. 14,46. Тираж 400 экз.
Зак. № 3647. Изд. № 44.

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный университет транспорта:
ЛИ № 02330/0552508 от 09.07.2009 г.
ЛП № 02330/0494150 от 03.04.2009 г.
246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.