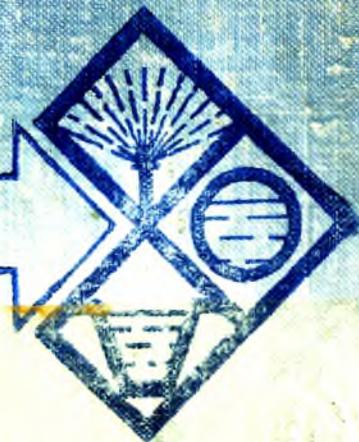


Мелиоративные машины

Мелиоративные машины



Учебник



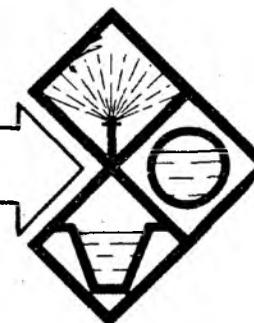
Мелиоративные машины

Допущено Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования Министерства сельского хозяйства СССР в качестве учебного пособия для студентов высших сельскохозяйственных учебных заведений по специальности «Механизация гидромелиоративных работ».

Под редакцией
кандидата технических наук
И. И. МЕРА



Москва • Колос • 1980



Авторский коллектив:
 Б. А. Васильев, В. Б. Гантман, В. В. Комиссаров,
 И. И. Мер, А. Н. Павлинов, Ю. Г. Ревин, В. В. Суриков.

М 47 Мелиоративные машины/Б. А. Васильев, В. Б. Гантман, В. В. Комиссаров и др.; Под ред. И. И. Мера. — М.: Колос, 1980. — 351 с., ил. — (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. учеб. заведений).

В учебном пособии освещены особенности мелиоративных машин и дана их классификация. Значительную часть пособия занимают вопросы теории и расчета мелиоративных машин. Дана подробная методика выбора основных параметров, расчета мощности, тяговых, статических и динамических расчетов машины по типам рабочих органов.

М $\frac{40305-038}{035(01)-80}$ 65—80.3802030000

ББК 40.723

631.303

ВВЕДЕНИЕ

Особенности мелиоративного строительства — огромное разнообразие почвенно-грунтовых условий, преимущественно линейно-протяженный характер работ, значительное разнообразие профилей строящихся и эксплуатируемых сооружений, необходимость очистки и планировки огромных площадей — определяют специфические требования к мелиоративной технике.

Мелиоративное машиностроение — одна из самых молодых отраслей отечественного машиностроения. В 1946 г. была впервые организована самостоятельная отрасль строительного и дорожного машиностроения.

С начала 60-х годов ряд заводов был специализирован для производства мелиоративных машин, что позволило поднять мелиоративное машиностроение на более высокую ступень и начать выпуск более сложных машин — двухроторных, двухфрезерных и шнекороторных каналокопателей, кавальероразравнивателей и корчевателей с поворотным рабочим органом, комплектов машин для бетонирования каналов и других.

В настоящее время более десяти конструкторских бюро конструируют и исследуют эти машины, их производят более 20 заводов. В СССР и за рубежом выпускается и подготовлено к выпуску около 220 типоразмеров специальных мелиоративных машин (не считая опытных образцов). Применение их позволило механизировать операции и процессы, которые ранее выполнялись общестроительными машинами и требовали ручного труда.

«Мелиоративные машины» — специальная профилирующая дисциплина, в которой изучаются только специализированные мелиоративные машины. Она основана на ранее или одновременно изучаемых курсах: «Основы сельскохозяйственных мелиораций», «Подъемно-транспортные машины», «Строительные машины», «Тракторы и автомобили», «Гидравлика», «Гидравлические машины и устройства», «Электротехника и электропривод» и др. В связи с этим подробно изучаются вопросы конструкции, теории и расчета только специальных мелиоративных машин. Ходовое оборудование, системы управления, силовое оборудование, гидропривод и другие агрегаты и узлы машин, известные из других курсов, рассматриваются только с точки зрения требований и особенностей их применения на мелиоративных машинах.

Технология и производство мелиоративных работ, а также техническое обслуживание машин изучаются в других курсах.

Раздел I

УСТРОЙСТВО И РАБОТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

Глава 1. ВИДЫ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

§ 1. Мелиоративные машины и их применение

Высокий уровень механизации мелиоративных работ достигнут за счет количественного увеличения, главным образом общестроительных машин. Использование строительных машин на мелиоративных работах целесообразно в тех случаях, когда характер выполняемых процессов (операций) мало отличается от общестроительных, достигается необходимое качество работ и может быть достигнута достаточная производительность, а также тогда, когда по условиям работ не могут быть использованы или нецелесообразно использовать прогрессивные мелиоративные машины непрерывного действия.

Системами машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства рекомендуется строительство и очистка магистральных каналов (большой ширины по дну и глубины); регулирование рек водоприемников, выполнение различных работ по разработке и перемещению больших масс грунта при строительстве крупных каналов, плотин, дамб, дорожных и других насыпей, возведение подушек каналов, открытие и засыпку траншей, планировочные и другие работы на строительстве дорог, крупную строительную планировку земель, подготовку трасс для протяженных мелиоративных сооружений, нарезку террас, послойное уплотнение и увлажнение грунта в земляных сооружениях, уплотнение дорожных покрытий различных типов, рыхление тяжелых и мерзлых грунтов, различные бетонные, железобетонные, монтажные работы, транспортировку грузов, погрузочно-разгрузочные работы проводить общестроительными машинами.

Однако на строительстве и в эксплуатации водохозяйственных сооружений есть ряд процессов и операций, которые настолько специфичны по условиям выполнения и агромелиоративным требованиям, что они либо не могут быть выполнены общестроительными машинами, либо применение этих машин нецелесообразно в связи с большим объемом доделочных работ. Системой машин к таким процессам отнесены: строительство и очистка от наносов и растительности осушительных и оросительных каналов глубиной до 3 м, планировка дна и откосов, разравнивание кавальеров, стабилизация откосов осушительных каналов различными способами, противофильтрационная облицовка оросительных каналов, устройство температурных швов и уход за облицовкой, уплотнение грунта на дне и откосах каналов, строительство дренажа различных видов, очистка заиленных дрен, удаление растительности различных видов при освоении земель и проведении культуртехнических работ, очистка от камней, первичная обработка мелиорированных земель, планировка и выравнивание земель, подготовка к поливам, устройство и выравнивание оросительной и осушительной сети, орошение и др.

Эффективное выполнение этих процессов возможно только при условии применения предусмотренных системой специальных мелиоративных машин.

Мелиоративной машиной называется такая, рабочие органы которой специализированы для выполнения одной или нескольких операций технологического процесса мелиоративных работ в соответствии с агро-мелиоративными требованиями.

Основные признаки, определяющие мелиоративную машину, следующие: узкая специализация рабочих органов для выполнения одного технологического процесса из нескольких операций или отдельных операций в мелиорации; тесная связь формы и расположения рабочего органа с видом и профилем разрабатываемого мелиоративного сооружения; возможность изменения профиля сооружения путем изменения положения рабочего органа; использование, как правило, только на мелиоративных работах (или аналогичных им); в большинстве случаев — однопроходность; получение за один проход законченного сооружения или процесса; в большинстве — непрерывность действия.

Общестроительные машины, применяемые в мелиорации, характеризуются следующими признаками: универсальностью рабочих органов в пределах выполняемых видов работ; применением на всех видах строительных работ и многих операциях мелиоративных работ различных видов; отсутствием связи между формой рабочего органа и профилем (конфигурацией) мелиоративного сооружения; как правило, — многопроходностью; в большинстве случаев — цикличностью действия; незавершенностью рабочего процесса и потребностью в доделочных работах.

Разница между мелиоративными и строительными машинами заключается в принципиальных особенностях конструкции и типа рабочего органа машин, а не в таких конструктивных признаках, как тип базовой машины, силового и ходового оборудования, системы управления, степени автоматизации, которые могут быть общими для всех типов машин.

Комплексная механизация мелиоративных работ должна быть основана на оптимальном сочетании использования строительных и мелиоративных машин. В основу такой оптимизации, естественно, должен быть положен принцип обеспечения наибольшей производительности при хорошем качестве, минимальной трудоемкости и стоимости работ.

§ 2. Общая классификация мелиоративных машин

Мелиоративные машины отличаются большим разнообразием конструкций, рабочих органов, выполняемых технологических процессов, профилей и типоразмеров мелиоративных сооружений.

Поэтому первым признаком классификации служит назначение машины (установки). По этому признаку все машины можно разделить на девять основных групп (рис. 1).

Машины некоторых групп делятся на подгруппы по признаку общности процессов, осуществляемых при выполнении работ, основному назначению или преимущественному применению.

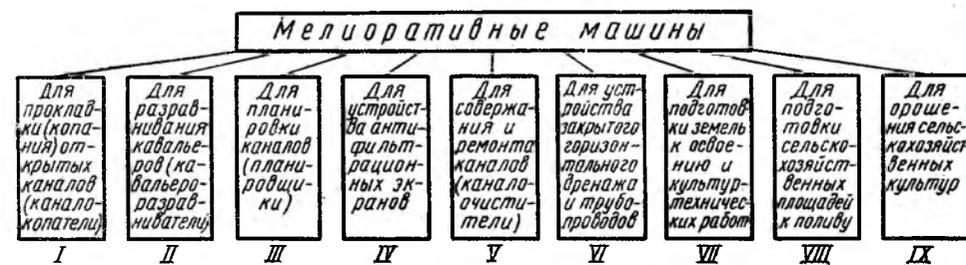


Рис. 1. Схема классификации мелиоративных машин по назначению.

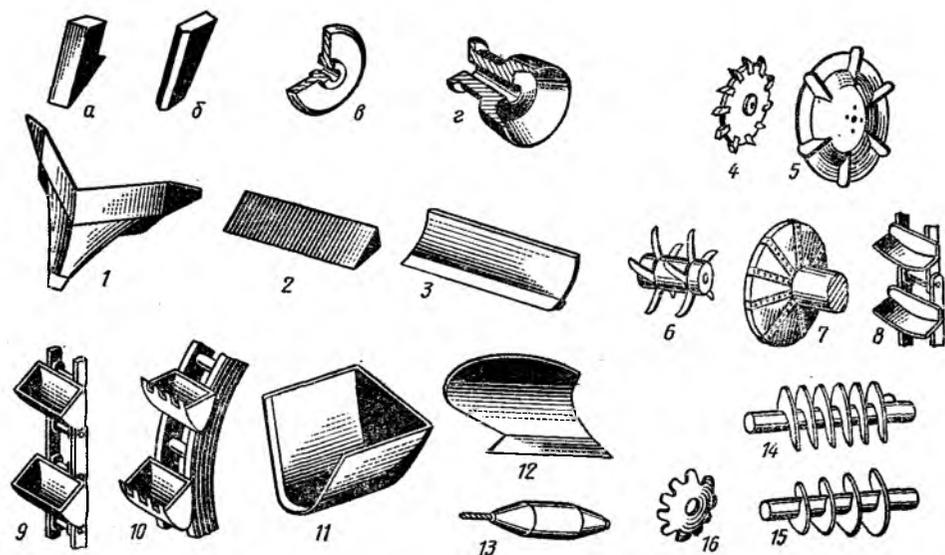


Рис. 2. Основные рабочие органы мелиоративных (землеройно-мелиоративных) машин для земляных работ:

ножи и зубья: а — зуб; б — нож прямой (черенковый); в — нож дисковый; г — нож чашечный (тарельчатый); рабочие органы: 1 — комбинированный рабочий орган; 2 — лемех плоский; 3 — отвал; 4 — дисковая фреза (ротор); 5 — плоская фреза; 6 — цилиндрическая фреза; 7 — коническая фреза; 8 — скрепки; 9 — многоковшовый цепной; 10 — многоковшовый роторный; 11 — ковш профильный; 12 — косой отвал; 13 — дреноер; 14 — шнек цилиндрический; 15 — шнек конический; 16 — диск.

Все мелиоративные машины можно разделить по характеру рабочего режима — на машины *непрерывного или циклического действия*, а машины, вносящие на поверхность или в массу грунта различные материалы (бетон, битум, трубы, воду, гербициды, семена), — на машины *позиционного действия или работающие в движении*.

По способу использования энергии основным рабочим органом различают машины с *активным, пассивным или активно-пассивным рабочим органом*.

Тип рабочего органа определяет характер выполняемого процесса (рис. 2).

При выборе той или иной мелиоративной машины необходимо учитывать *расположение рабочего органа, а также особенности его движения или работы*, так как однотипные рабочие органы, расположенные различно по отношению к элементам разрабатываемого сооружения, горизонту, направлению и плоскости движения машины, а часто по отношению к базовой машине, могут выполнять совершенно различные операции в мелиорации, а также сооружения различной формы и назначения.

Применяют машины с различными видами *ходового оборудования*: гусеничные, колесные, на лыжах и плавучие. По способу агрегатирования с базовой машиной их делят на навесные, прицепные, полуприцепные и самоходные.

Мелиоративные машины должны иметь высокую производительность, проходимость, минимальные металлоемкость, энергоемкость и тяговое сопротивление, высокое качество работ, соответствующее агро-мелиоративным требованиям, без доделочных работ и применения ручного труда.

§ 3. Основные направления и тенденции развития конструкции мелиоративных машин

При создании специальных мелиоративных машин используют три пути: разрабатывают конструкции сменного или специального мелиоративного оборудования к промышленным, сельскохозяйственным или мелиоративным тракторам, подвергающимся в той или иной степени модернизации (60—70% типов машин); разрабатывают сменное оборудование к строительным машинам, обычно без существенной модернизации последних (10—15%); проектируют специальные мелиоративные машины не на базе тракторов или строительных машин (20—25%).

Создание мелиоративных машин на базе тракторов позволяет значительно снизить затраты на их проектирование и изготовление. При этом используется ходовое оборудование серийных тракторов, их гидравлическое и пневматическое оборудование, стандартные навесные системы, механизмы отбора мощности, а силовое оборудование трактора служит источником энергии для привода активных рабочих органов и передвижения машины. Для обеспечения необходимых рабочих скоростей, проходимости, устойчивости тракторы снабжают дополнительными узлами (ходоуменьшители, противовесы, уширители опорных поверхностей и др.) или модернизируют.

Перспективно использование в качестве базы строительных машин, так как металлоемкость сменного оборудования к общестроительной машине обычно в 10—20 раз меньше металлоемкости новой, оно проще в изготовлении и значительно дешевле.

Поэтому проектирование специальных мелиоративных машин не на базе тракторов или строительных машин целесообразно, если по условиям потребной мощности, габаритов, массы или профиля строящегося сооружения нельзя использовать готовую базовую машину.

На современном этапе развития мелиоративных машин важнейшими задачами являются: совершенствование конструкций машин в целом, их рабочего оборудования и технологического процесса, воздействия этого оборудования на обрабатываемый материал (грунт, бетон, вода и др.).

За последние годы в отечественной практике и за рубежом выявились следующие основные тенденции в совершенствовании конструкций мелиоративных машин.

1. Повышение скоростей и усилий рабочих органов путем использования базовых машин большей мощности.

2. Увеличение параметров рабочего органа и машины в целом, то есть перевод машин в большую типоразмерную группу с соответствующим увеличением мощности и производительности.

3. Создание и использование преимущественно машин непрерывного действия, имеющих лучшие показатели по удельной производительности и энергоемкости и обеспечивающие повышение производительности в 3—8 раз и снижение стоимости работ в 2—4 раза по сравнению с машинами циклического действия.

4. Все более широкое применение активных рабочих органов; наряду с этим используются пассивные рабочие органы.

5. Разработка машин преимущественно в виде навесного или полунавесного оборудования к базовым машинам; это позволяет значительно (на 40—60%) снизить массу по сравнению с прицепной, что особенно важно для энергоемких мелиоративных машин.

6. Создание машин с широкими наборами сменного оборудования как непрерывного, так и циклического действия для выполнения различных операций технологического процесса; это позволяет более эффективно использовать машину по времени, вести круглогодичную эксплуатацию и сократить число разнотипных машин.

7. Использование машин с комбинированными рабочими органами позволяет увеличить размеры разрабатываемых сооружений и снизить необходимое число проходов машины.

8. Проектирование машин комплексной механизации для перехода от машин, выполняющих отдельные операции, к машинам, выполняющим комплекс операций в данном технологическом процессе или законченный технологический процесс (каналокопатели с укладкой грунта в дамбы, каналоочистители с разбрасыванием наносов и срезанной растительности, косилки с подборщиками растительности, дренажники, выполняющие все операции, вплоть до засыпки траншей и др.).

9. Создание и совершенствование машин для строительства сборных сооружений.

10. Разработка новых и совершенствование существующих типов рабочих органов и их навески; оптимизация геометрических параметров, формы рабочего органа, режима его работы в зависимости от условий работы, обрабатываемой среды и кинематики движения.

11. Широкое внедрение гидропривода как для рабочего и ходового оборудования, так и для механизмов управления и автоматики; применение гидропривода, особенно в сложных машинах, позволяет осуществить централизованное управление, автоматизировать его, значительно упростить кинематику, снизить металлоемкость и массу машины, в широких пределах плавно регулировать усилие воздействия на различные органы машины, снимать перегрузки, а также бесступенчато изменять скорость движения, рабочие скорости отдельных механизмов машины для создания оптимальных условий воздействия на среду, снимать динамические нагрузки.

12. Использование прогрессивных типов силовых передач — гидростатических (гидрообъемных), гидродинамических, дизель-электрических, мотор-колес и гидромотор-колес с планетарными редукторами, что позволяет упростить конструкцию и управление, расширить диапазон скоростей, увеличить мобильность машин.

13. Совершенствование механических трансмиссий путем введения различных сервомеханизмов, облегчающих управление.

14. Автоматизация работы машин, не только для выдерживания заданного уклона, но и пространственной ориентации машин, продольной и поперечной стабилизации, стабилизации режима работы (поддержание в определенных узких пределах поступательной скорости, усилий и скорости взаимодействия с обрабатываемой средой), выдерживания в оптимальных пределах загрузки двигателя, непрерывного контроля качества выполняемых работ путем документальной регистрации параметров выполняемого сооружения; развитие автоматизации должно в конечном счете привести к разработке машин с программным управлением.

15. Повышение проходимости машин по слабым и водонасыщенным грунтам, создание гусеничного и резино-металлического хода повышенной проходимости.

16. Создание машин для закладки взрывчатых веществ с целью разработки мелиоративных сооружений направленным взрывом. Этот способ особенно эффективен для устройства каналов, а также сооружений в мерзлых грунтах.

17. Разработка специальных рабочих органов с принудительной вибрацией рабочего оборудования или отдельных его частей; это особенно эффективно при строительстве мелиоративных сооружений в мерзлых грунтах.

18. Разработка рабочих органов для разрушения обрабатываемой среды газодинамическим способом с подачей на поверхность рабочего органа сжатых газов или сжатого воздуха для снижения трения между поверхностью рабочего органа и грунтом.

19. Проведение исследований с целью применения антифрикционных материалов, снижающих сопротивление трения при разрушении среды механическим воздействием, электроосмоса при разрушении влажных грунтов, использования энергии лазера, электромагнитной энергии, электрогидравлического эффекта и термического способа.

20. Увеличение надежности и долговечности машин путем применения новых, более прочных и износостойких материалов, пригодных к условиям эксплуатации мелиоративной техники.

21. Максимальная унификация агрегатов, узлов и деталей мелиоративных машин, различных типоразмеров, а также с тракторами, строительными и сельскохозяйственными машинами.

22. Совершенствование машин с точки зрения ремонтнопригодности: монтаж из отдельных легко сменяемых узлов и агрегатов.

23. Совершенствование конструкций машин для облегчения технического обслуживания, в частности упрощение и удобное размещение систем смазки, регулировки, мест крепления.

Глава 2. МАШИНЫ ДЛЯ ПРОКЛАДКИ ОТКРЫТЫХ КАНАЛОВ (КАНАЛОКОПАТЕЛИ)

§ 1. Назначение, основные требования и классификация

Каналокопателями разрабатывают грунт в выемках или насыпях (подушках) для образования канала, перемещают грунт в сторону для образования дамб, кавальеров или разбрасывают его по прилегающей к каналу площади с обеих или с одной стороны.

Каналокопателями для прокладки оросительных каналов можно разрабатывать канал полного проектного сечения в насыпи, полувыемке, полунасыпи или в выемке. Канал должен иметь спланированное дно и откосы. Каналокопатель должен формировать дамбы, укладывать кавальеры или очищать бермы без осыпания грунта на дно и откосы канала. При прокладке должен выдерживаться проектный уклон дна канала.

Каналокопатели для прокладки осушительных каналов должны разрабатывать канал заданного поперечного сечения с ровными откосами и дном, разрезать погруженные растительные остатки и дернину; иметь надежную проходимость по неосушенным болотно-торфяным грунтам; разбрасывать грунт, вынутый из канала, слоем определенной ширины.

Различают каналокопатели непрерывного и циклического действия с пассивными, активными и пассивно-активными рабочими органами. Рабочие органы бывают: активные — ротационные (рис. 3), комбинированные (рис. 11), шнековые, одноковшовые, многоковшовые; пассивно-

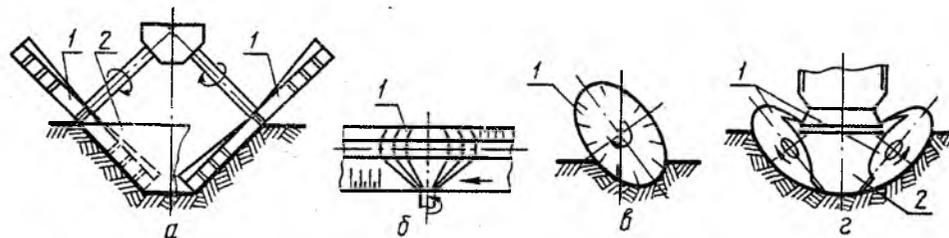


Рис. 3. Схемы основных ротационных рабочих органов каналокопателей:

а — двухфрезерный (двухроторный) с осью вращения, перпендикулярной откосу; б — фрезерный с копирующей фрезой; в — фрезерный с осью вращения, наклонной к оси канала и горизонту; г — то же, двухроторный; 1 — ротор (фреза); 2 — отвал.

активные — комбинированные (рис. 11); пассивные — плужные и отвальные (рис. 17, 18). По ходовому оборудованию различают каналокопатели на гусеничном и колесном ходу.

§ 2. Каналокопатели с ротационными рабочими органами

Ротационные рабочие органы. Рабочие органы этих каналокопателей — фрезы и роторы различной формы (рис. 3). Во время движения каналокопателя вдоль оси разрабатываемого канала рабочий орган вращается вокруг своей оси. В результате сложения двух движений — поступательного и вращательного — рабочий орган копает грунт, поднимает и удаляет за пределы сечения канала как вырезанный, так и обрушившийся грунт. Грунт перемещается ротационными рабочими органами в плоскости, перпендикулярной оси вращения.

Фрезы имеют форму дисков или пологих конусов с установленными по окружности ножами для копания грунта и лопатками на боковой поверхности для отбрасывания вырезанного и обрушившегося грунта (рис. 4). Фрезы работают с высокой скоростью резания, обуславливаемой значительной (8—30 м/с) окружной скоростью. Грунт тонкой стружкой срезается ножами, измельчается ими и под действием сил инерции разбрасывается лопатками на значительное расстояние (до 5—20 м).

Роторы с гравитационной разгрузкой представляют собой диски с установленными по окружности зубьями-ковшами, которые копают грунт и перемещают его в пределах сечения канала; окружная скорость роторов с гравитационной нагрузкой не превышает 3—4 м/с, грунт разгружается под действием сил тяжести на бермы.

Фрезами пользуются преимущественно для прокладки осушительных каналов в болотно-торфяных грунтах, где сопротивление резанию и расход энергии меньше, но требуются высокие скорости для чистого среза и измельчения растительности, торфа и разбрасывания вынутаго

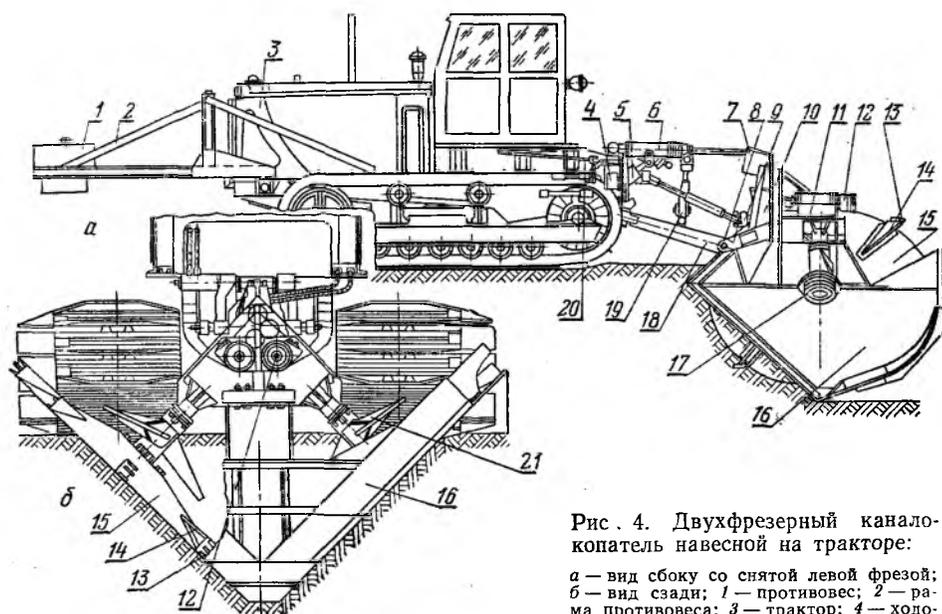


Рис. 4. Двухфрезерный каналокопатель навесной на тракторе:

a — вид сбоку со снятой левой фрезой; *b* — вид сзади; 1 — противовес; 2 — рама противовеса; 3 — трактор; 4 — ходоуменьшитель; 5 — гидроцилиндры задний навески; 6 — верхний гидроцилиндр; 7 — рама; 8 — шарнир; 9 — карданно-телескопический вал; 10 — раздаточная коробка; 11 — конические редукторы; 12 — муфты предельного момента; 13 — ножи фрезы; 14 — лопатки фрезы; 15 — корпус фрезы; 16 — отвал; 17 — планетарный редуктор фрезы; 18 — нижние рычаги навески; 19 — тяги навески; 20 — управление ходоуменьшителей; 21 — рыхлитель.

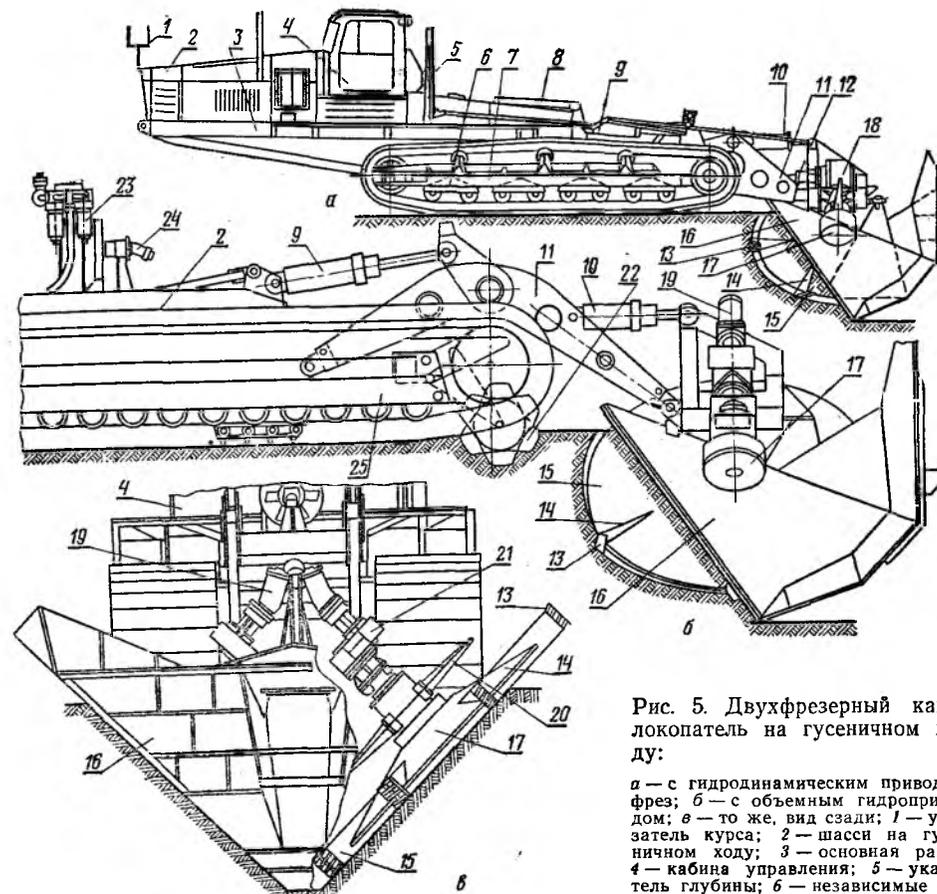


Рис. 5. Двухфрезерный каналокопатель на гусеничном ходу:

a — с гидродинамическим приводом фрез; *b* — с объемным гидроприводом; *в* — то же, вид сзади; 1 — указатель курса; 2 — шасси на гусеничном ходу; 3 — основная рама; 4 — кабина управления; 5 — указатель глубины; 6 — независимые балансиры каретки; 7 — передвижной гусеничный движитель; 8 — тяги для установки в транспортное положение; 9 — гидроцилиндр подъема рабочего органа; 10 — гидроцилиндр поворота рабочего органа в вертикальной плоскости; 11 — подъемная рама (стрела); 12 — карданно-телескопические валы; 13 — ножи фрезы; 14 — лопатки фрезы; 15 — корпус фрезы; 16 — отвал; 17 — планетарный редуктор фрезы; 18 — конический редуктор; 19 — гидромоторы фрез; 20 — рыхлитель; 21 — редуктор; 22 — нож для прорезания дернины; 23 — гидропривод с редуктором; 24 — гидронасосы; 25 — жесткая подвеска.

грунта. Фрезы с пониженной окружной скоростью (до 6,5 м/с) применяют для прокладки осушительных каналов в переувлажненных минеральных грунтах.

Форма и размеры сечения разрабатываемых каналов зависят от формы ротационных рабочих органов, их размеров, числа и углов установки по отношению оси разрабатываемого канала к горизонту. По этому признаку ротационные рабочие органы каналокопателей можно разделить на: фрезы и роторы с осью вращения, перпендикулярной откосам канала (рис. 3, *a*); фрезы и роторы с осью вращения в плоскости, перпендикулярной оси канала и направлению перемещения машины (рис. 3, *b*); роторы и фрезы с осью вращения, наклонной к оси канала и горизонту (рис. 3, *в*, *г*).

Ротационные рабочие органы первого типа имеют двухфрезерные и двухроторные каналокопатели, второго типа — каналокопатели с копирующей фрезой и третьего типа — одно- и двухроторные каналокопатели.

Двухфрезерные каналокопатели. Двухфрезерными каналокопателями разрабатывают осушительные каналы трапециевидного сечения в болотно-торфяных грунтах с погребенной древесиной, торфо-минеральных и минеральных грунтах первой группы с мелкими камен-

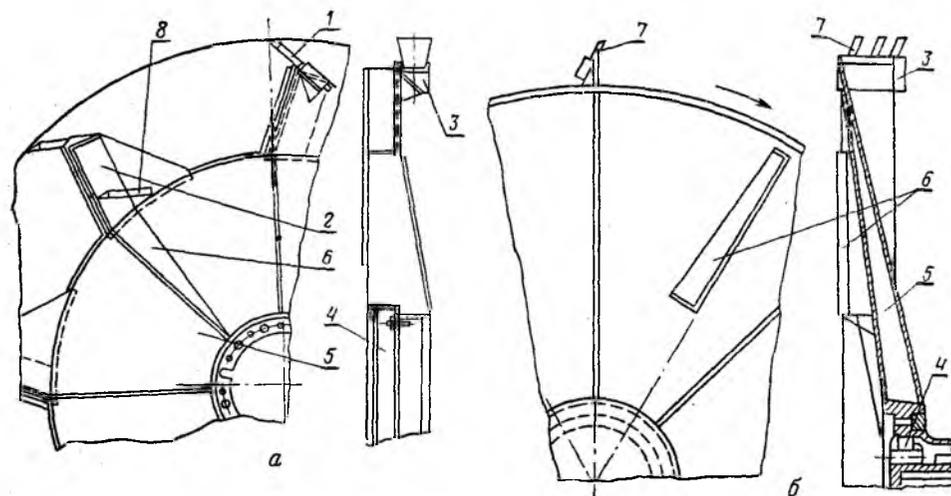


Рис. 6. Фрезы двухфрезерных каналокопателей:

а — с прямыми ножами; б — с гребенчатыми ножами; 1 — прямой нож; 2 — кронштейн ножа; 3 — державка; 4 — планетарный редуктор; 5 — корпус фрезы; 6 — лопатка; 7 — гребенчатый нож; 8 — рушитель.

ными включениями до 8 см. Двухфрезерный рабочий орган состоит из двух фрез (рис. 4, 5), выполненных в виде пологого конуса с осями вращения, почти перпендикулярными откосам канала. Фрезы, имеющие прямое вращение (снизу вверх), разрабатывают грунт вдоль откосов ножами 13, расположенными по периферии фрезы, и разбрасывают его в обе стороны слоем равномерной толщины лопатками 14, находящимися внутри на конической поверхности фрезы (инерционная разгрузка). Гребенчатые ножи 7 (рис. 6) устанавливают по несколько в ряд на кронштейнах с наклоном вперед (рис. 6, б), на торцах лопаток или в более современных конструкциях для снижения мощности смещены от лопаток по направлению вращения фрезы и установлены на специальных кронштейнах 2. В новых конструкциях фрез (рис. 6, а) гребенчатые ножи, которые имеют большие поверхности трения и забиваются грунтом и растительностью, заменены прямыми ножами 1 на кронштейнах 2, установленными по окружности фрезы, как против лопаток, так и между ними.

Грунт в средней части сечения канала (между фрезами) по мере заглубления фрез обрушается на них, частично измельчается и отбрасывается лопатками.

Между фрезами установлен двусторонний отвал 16 (рис. 5), который огибает их и вдвигается клином. Отвал задней частью защищает канал от забрасывания, подбирает осыпавшийся грунт, зачищает дно и откосы канала. Клин делит массив грунта, способствует более равномерному обрушению и распределению грунта между фрезами. Для более равномерного обрушения устанавливают также рыхлители (рушители) грунта 20.

У навесного каналокопателя двухфрезерный рабочий орган (рис. 4) навешивают при помощи сварной рамы 7 на болотный трактор, оборудованный гидросистемой и механизмом задней навески, у которого верхняя тяга заменена гидроцилиндром 6. Гидроцилиндрами 5 рабочие органы поднимают в транспортное положение и регулируют глубину прокладки канала, верхним гидроцилиндром 6 устанавливают рабочий орган в вертикальной плоскости. Навеска на трактор воз-

можно только у каналокопателей для прокладки каналов глубиной до 1,2 м (рис. 4) с установкой противовеса (гл. 11).

Прогрессивным направлением для увеличения проходимости является создание двухфрезерных каналокопателей на специальных самоходных шасси на гусеничном или резинометаллическом ходу.

Рабочий орган двухфрезерного экскаватора-каналокопателя (рис. 5, а) навешивается шарнирно с помощью рамы и подъемной рамы (стрелы) 11 и устанавливается гидроцилиндрами 9 и 10. Двигатель и часть трансмиссии с органами управления и кабиной значительно вынесены вперед и играют роль противовеса. Опорные катки гусениц расположены на балансирных каретках 6 (рис. 5, а) или закреплены жестко (рис. 5, б). Это обеспечивает высокую проходимость каналокопателя при удельном давлении 0,022—0,028 МПа (см. гл. 11). Привод рабочих органов — гидромеханический (рис. 5, а) или гидравлический (рис. 5, б, в).

Представляет интерес навеска фрез у двухфрезерного каналокопателя с дизель-электрическим приводом (рис. 7), допускающая изменение угла наклона фрез к горизонту. Фреза 18 с приводным электродвигателем 10 и редуктором 9 укреплена на рычаге 8 к кронштейну 3 и раме 5 зажимным болтом с гайкой 12 со шлицевой шайбой 13. Болты могут перемещаться по дугообразному пазу 11 рамы и закрепляться в любой точке паза при помощи шлицев. Отпустив гайку 12 при

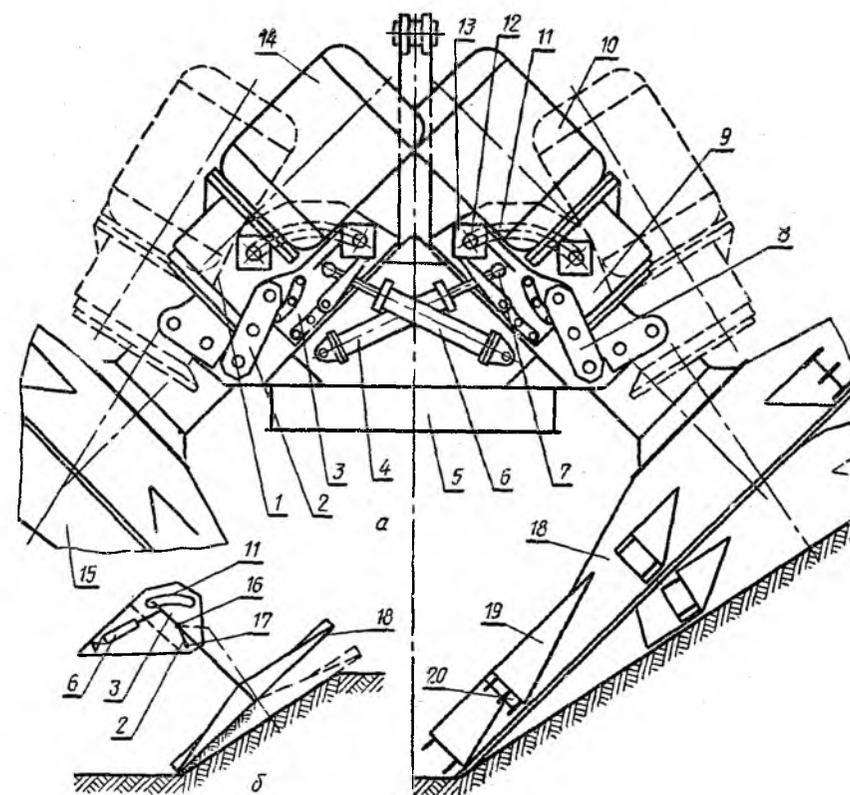


Рис. 7. Двухфрезерный рабочий орган каналокопателя с дизель-электрическим приводом, с переменным углом наклона фрез:

а — установка фрез с электроприводом; б — схема изменения угла наклона фрез; 1, 9 — правый и левый редукторы; 2, 8 — рычаги; 3 — кронштейны; 4, 6 — гидроцилиндры; 5 — рама; 7 — шарнир; 10, 14 — электродвигатели; 11 — дугообразный паз рамы; 12 — гайка; 13 — шлицевая шайба; 15, 18 — фрезы; 16 — верхние пальцы кронштейна; 17 — нижние пальцы кронштейна; 19 — лопатки; 20 — ножи.

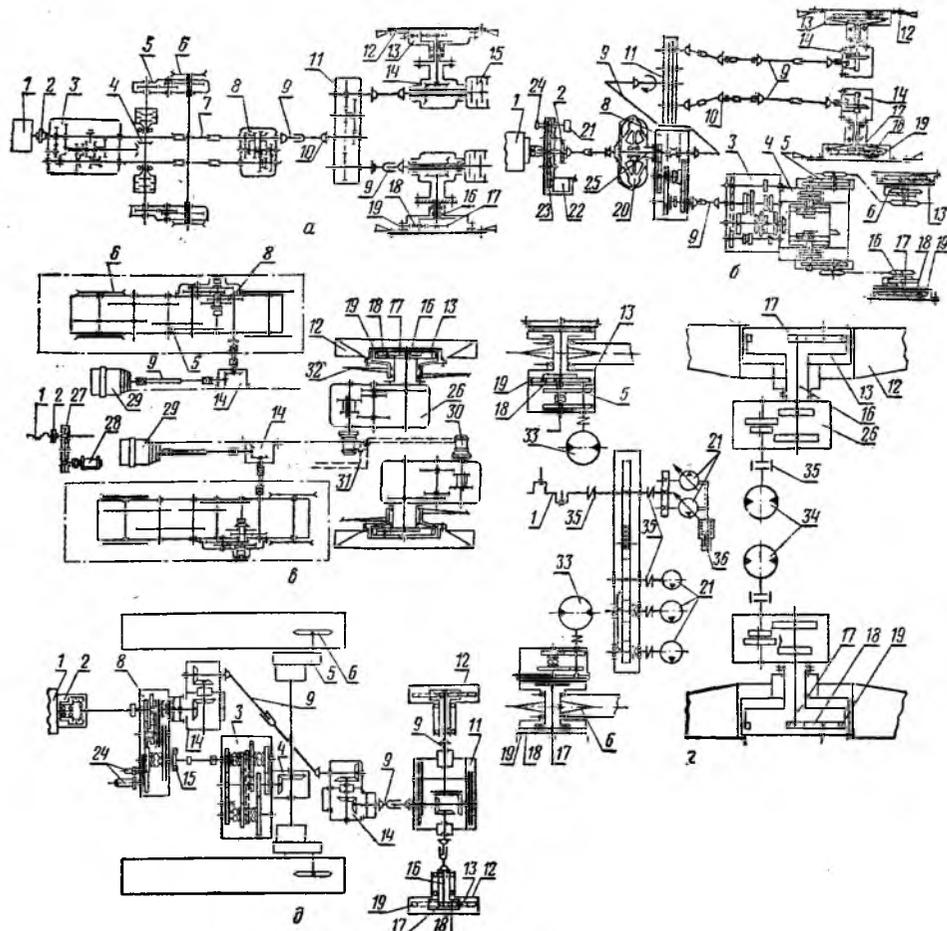


Рис. 8. Кинематические схемы трансмиссий двухфрезерных и двухроторных каналокопателей:

а — механическая; *б* — гидромеханическая (с гидротрансформатором); *в* — дизель-электрическая; *г* — гидрообъемная; *д* — механическая двухроторного каналокопателя; 1 — двигатель; 2 — муфта сцепления; 3 — коробка передач; 4 — задний мост; 5 — бортовой редуктор; 6 — ведущая звездочка гусеничного хода; 7 — вал отбора мощности; 8 — ходоуменьшитель; 9 — карданно-телескопический вал; 10 — карданное сочленение; 11 — раздаточная коробка; 12 — фреза; 13 — планетарный редуктор; 14 — конический редуктор; 15 — муфта предельного момента; 16 — вал солнечной шестерни; 17 — солнечная шестерня; 18 — сателлит; 19 — зубчатый венец внутреннего зацепления; 20 — гидротрансформатор; 21 — гидронасос; 22 — насос для подпитки гидротрансформатора; 23 — редуктор привода насоса; 24 — смазочные насосы; 25 — вал; 26 — редуктор привода фрезы; 27 — редуктор привода генератора; 28 — генератор; 29 — электродвигатели гусениц; 30 — электродвигатели фрез; 31 — провода; 32 — рушители; 33 — гидромоторы привода гусениц; 34 — гидромоторы фрез; 35 — муфта; 36 — редукционный клапан.

помощи гидроцилиндра 4, поворачивают рычаг 8, кронштейн 3 с фрезой и двигателем и закрепляют (рис. 7, б) при определенном угле наклона фрезы.

Для двухфрезерных каналокопателей характерны резкие изменения моментов сопротивления, действующих на рабочие органы. Это объясняется неравномерным обрушением грунта, вариациями его физико-механических свойств, периодическим входом ножей и лопаток в грунт и выходом их из него, а также несбалансированностью быстро-вращающихся фрез. Накладывающиеся колебания двух-трех различных частот обуславливают неравномерный режим работы двигателя, при котором возникают максимальные крутящие моменты, превышающие расчетные в 4—5 раз. Это приводит к высоким динамическим на-

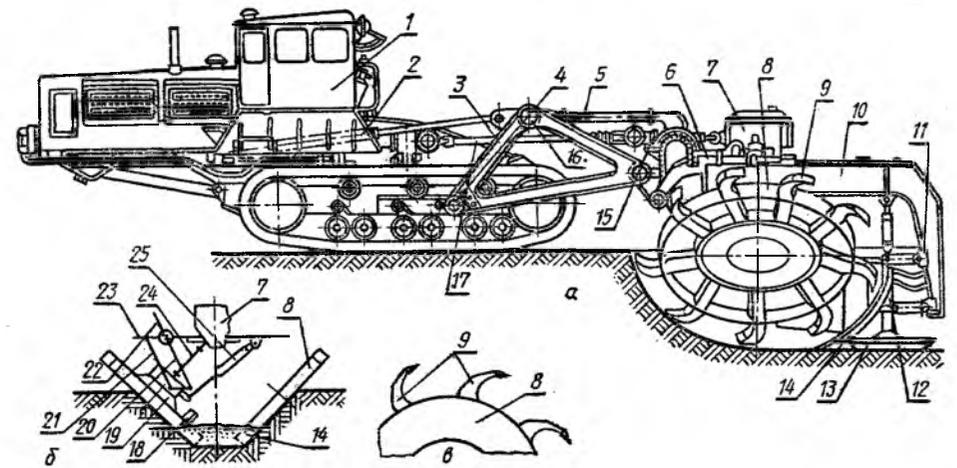


Рис. 9. Двухроторный полунавесной каналокопатель:

а — общий вид; *б* — схема навески роторов; *в* — схема ротора; 1 — модернизированный трактор; 2, 5 — гидроцилиндры установки рабочего органа; 3 — подъемная рама (стрела); 4 — шарниры; 6 — гидроцилиндр поворота рабочего органа в плане; 7 — раздаточная коробка; 8 — ротор; 9 — ножи-ковши; 10 — рама рабочего органа; 11 — место установки съемных бермоочистителей или дамбоформователей; 12 — гидроцилиндр лыжи; 13 — опорная лыжа; 14 — зачистной отвал; 15 — конический (поворотный) редуктор; 16 — поперечная балка; 17 — карданно-телескопический вал; 18 — рушитель; 19 — планетарный редуктор; 20, 21 — рычаги параллелограмной навески; 22 — винтовое устройство; 23 — рама; 24 — карданный вал; 25 — гидроцилиндр для регулирования ширины канала по дну.

рузкам в элементах механической трансмиссии (коэффициент динамичности $\eta_d = 2-4$), чем и объясняется большинство поломок в системах механического привода этих машин. Трансмиссии с гидротрансформатором (рис. 8, б) обеспечивают более равномерную нагрузку двигателя ($\eta_d = 1,6-1,8$), снижение динамических нагрузок; автоматическое преобразование крутящего момента облегчает управление, так как сокращается число переключений передач и облегчается пуск машины. Гидрообъемная трансмиссия (рис. 8, г) значительно уменьшает неравномерность моментов ($\eta_d = 1,1-1,2$) и динамические нагрузки по сравнению с механической (рис. 8, а), упрощает кинематику, позволяет бесступенчато изменять скорость движения и вращения фрез в зависимости от грунтовых условий. Каналокопатели с электрической трансмиссией для сохранения автономности машины оборудуются дизель-электрическим приводом (рис. 8, в) постоянного тока, что позволяет в широких пределах регулировать скорость движения и копания. В настоящее время наиболее перспективными для двухфрезерных каналокопателей являются гидромеханическая и гидрообъемная трансмиссии.

Двухроторные каналокопатели. Рабочий орган состоит из двух роторов 8 (рис. 9), имеющих по окружности ножи-ковши 9 без боковых стенок и установленных аналогично фрезам. При движении каналокопателя с одновременным вращением роторов зубья-ковши прорезают в грунте щели вдоль откосов и пространство между зубьями-ковшами заполняется разработанным и обрушившимся грунтом, который выносятся зубьями-ковшами. Благодаря наклону роторов грунт отсыпается на бермы под действием силы тяжести (гравитационная разгрузка).

В новых конструкциях навеска двухроторных каналокопателей унифицирована с двухфрезерными (рис. 5, б), сделан объемный гидротрансформатор рабочих органов и хода.

При работе двухроторных каналокопателей грунт кавальеров осыпается в канал, затруднено формирование дамб и очистка берм.

Таблица 1. Основные параметры каналокопателей непрерывного действия с ротационными рабочими органами

Тип каналокопателя	Глубина канала в выемке, м	Ширина по дну, м	Коэффициент заложения откосов канала	Скорость передвижения, м/ч
С копирующими фрезами	1,2—1,8 (0,7 ¹)	0,1—0,2	0,25—0,5 (1) ¹	150
Двухфрезерные	0,5—2	0,25—0,4	0,5—1,5	21—580
Двухроторные	До 1,2	0,4—1,5	1—1,5	40—745

Продолжение

Тип каналокопателя	Диаметр фрезы или ротора, мм	Масса, т	Мощность, кВт	Производительность, м ³ /ч
С копирующими фрезами	2600—3700 (1000 ¹)	16—25	70—80	100—200
Двухфрезерные	1600—4000	20—30	80—220	200—550
Двухроторные	3000—4000	16—20	103—110	300—800

¹ Малые фрезы.

Фрезерные каналокопатели с копирующей фрезой (табл. 1) служат для прокладки осушительных каналов в болотно-торфяных пнистых и беспнистых грунтах. Рабочий орган — фреза 7 (рис. 10) в виде полого усеченного конуса. Чашечные ножи (рис. 2, г) установлены на балках конической поверхности и образуют на ней одно- или двухзаходную спираль. Фреза вращается вокруг оси, проходящей под углом 15—20° к горизонту с окружной скоростью до 18—25 м/с. Ось в плане почти перпендикулярна оси канала (рис. 3, б). Каналокопатель перемещается вдоль канала. Фреза копирует профиль канала, разрабатывая и разбрасывая грунт на ширину до 5—10 м.

Прицепной фрезерный каналокопатель с копирующей фрезой 7 (рис. 10) перемещается на двух или трех катках-барабанах — двух передних 10 и заднем 9.

На раму 12, которая помещается между передним 10 и задним 9 катками или сзади катков, шарнирами 3 навешиваются рама 14 с противовесом. К раме 14 шарнирно крепится выносная рама (стрела) 8,

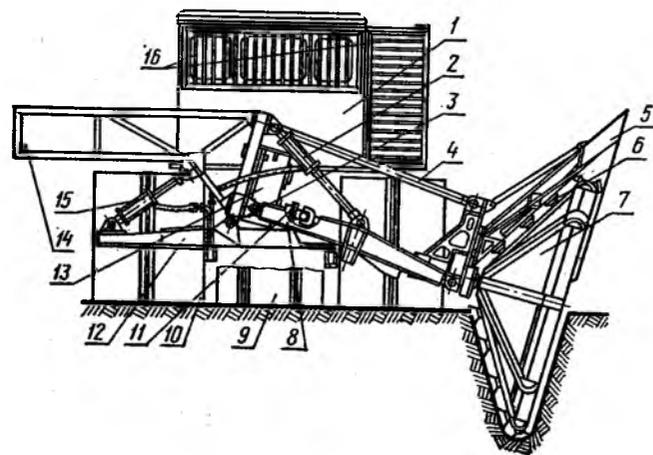


Рис. 10. Прицепной фрезерный каналокопатель с копирующей фрезой (вид сзади):

1 — трактор; 2, 15 — гидроцилиндры; 3 — шарнир; 4 — верхний рычаг навески; 5 — направляющий козырек; 6 — чашечный нож; 7 — фреза; 8 — выносная рама (стрела); 9 — задний опорный каток; 10 — передние опорные катки; 11 — карданный вал; 12 — рама; 13 — редуктор; 14 — рама противовеса; 16 — ограждение.

в конце которой на корпусе редуктора установлена фреза 7. Верхний рычаг 4 навески крепится к раме 14 и кронштейну фрезы и вместе со стрелой 8 образует шарнирный параллелограмм. Гидроцилиндром 2 регулируют глубину копания при постоянном угле наклона оси вращения, гидроцилиндром 15 изменяют наклон рамы и поднимают рабочий орган в транспортное положение.

Каналокопатели с копирующими фрезами выполняются также на базе одноковшовых экскаваторов повышенной проходимости.

За рубежом применяют фрезерные каналокопатели с боковой навеской фрезы (рис. 3, в), ось вращения которой повернута по отношению к оси канала на угол разворота и наклонена на угол наклона по отношению к горизонту. Установка двух роторов такого типа (рис. 3, г) с гравитационной или инерционной разгрузкой позволяет получить поперечный профиль канала, очерченный по кривой второго порядка.

Для предварительного осушения торфяников применяют также каналокопатели с коническим шнеком.

§ 3. Каналокопатели с комбинированными рабочими органами

Комбинированный рабочий орган каналокопателя состоит из нескольких рабочих органов, каждый из которых разрабатывает определенную часть поперечного сечения канала.

Комбинированные рабочие органы (рис. 11) могут состоять из нескольких активных рабочих органов, имеющих привод от двигателя, комбинированные активно-пассивные — разрабатывают часть сечения канала активным рабочим органом, а часть — пассивным, работающим от тягового усилия машины.

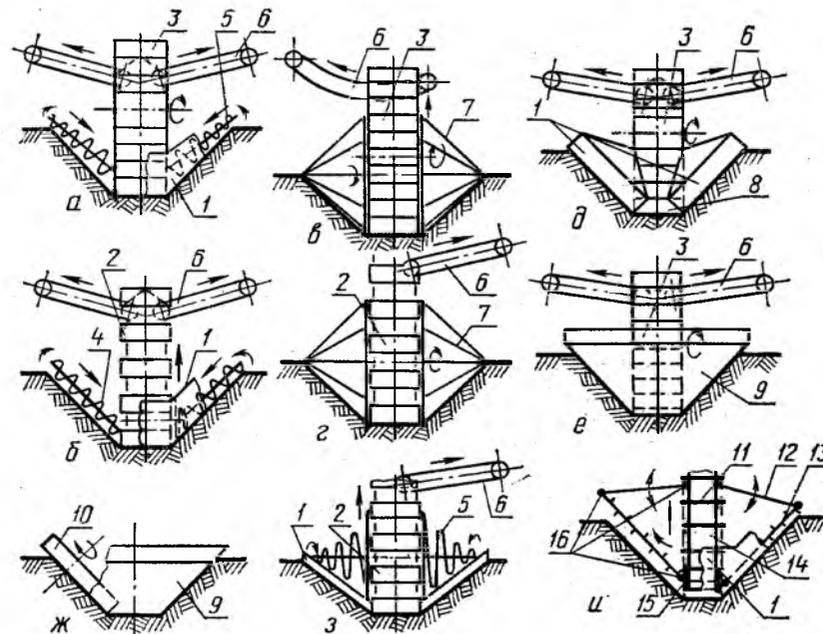


Рис. 11. Схемы основных комбинированных рабочих органов каналокопателей:

а — шнекороторный; б — многоковшово-шнековый; в — роторно-ножевой; г — многоковшово-ножевой; д — роторно-отвалный; е — роторно-плужный; ж — плужно-фрезерный; з — многоковшово-шнеко-отвалный; и — скребково-ножевой; 1 — отвал; 2 — цепи с ковшами; 3 — ковшовый ротор; 4 — цилиндрический шнек; 5 — конический шнек; 6 — транспортер; 7 — нож; 8 — лемех; 9 — плужный рабочий орган; 10 — фреза; 11 — цепи со скребками; 12 — рычаги; 13 — трубы с ножами; 14 — рама рабочего органа; 15 — натяжные колеса; 16 — шарниры.

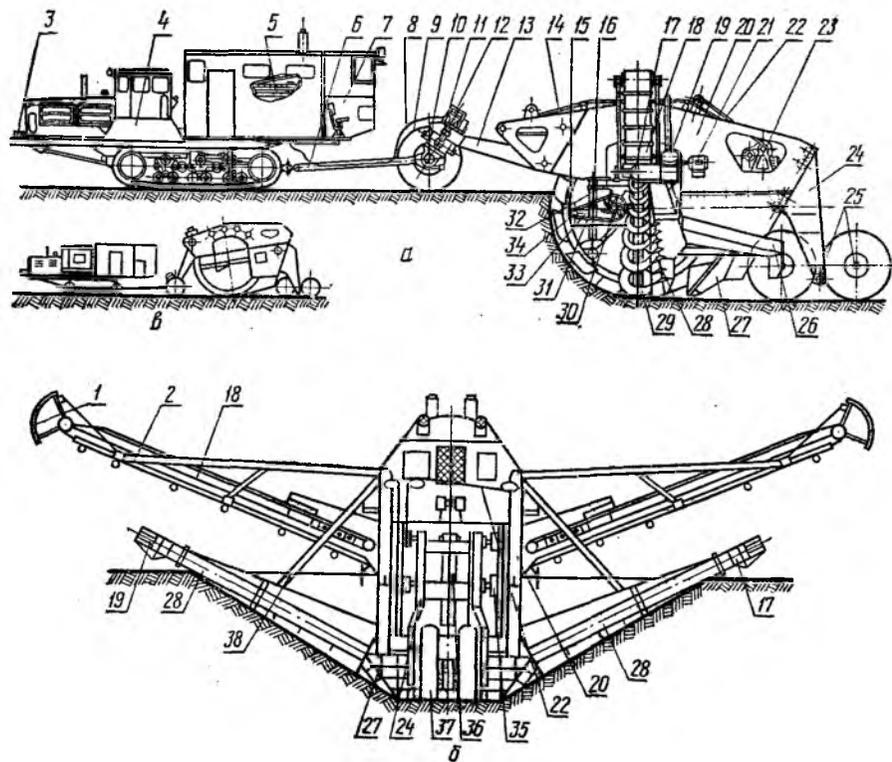


Рис. 12. Прицепной шнекороторный каналокопатель:

а — общий вид сбоку в рабочем положении; б — то же, вид сзади; в — схема в транспортном положении; 1 — направляющий козырек для грунта; 2 — растяжки подвески транспортера; 3 — лебедка; 4 — тягач; 5 — дизель-генераторная станция; 6 — тяговое дышло; 7 — кабина; 8 — проводка электропитания; 9 — передние колеса; 10 — передняя ось; 11 — червячно-винтовой механизм поперечной стабилизации; 12 — электродвигатель механизма изменения бокового наклона; 13 — передняя опорная рама; 14 — передний подъемный полиспаст; 15 — ротор; 16 — опорно-направляющие ролики ротора; 17 — редуктор привода шнека; 18 — транспортер; 19 — электродвигатель привода шнека; 20 — основная рама; 21 — электродвигатель привода транспортера и питателя; 22 — полиспаст; 23 — электродвигатели с редукторами привода полиспастов; 24 — задний портал; 25 — задняя опорная балансирующая тележка; 26 — рама шнека; 27 — задний отвал; 28 — боковой отвал; 29 — шнек; 30 — рыхлитель (рушитель); 31 — цепной привод рыхлителя; 32 — рама рабочего органа; 33 — редуктор привода ротора; 34 — цевочное колесо привода ротора; 35 — опорные катки заднего портала; 36 — задний подъемный полиспаст; 37 — задние колеса; 38 — подвеска рамы шнека.

Шнекороторные каналокопатели (рис. 11, а) имеют рабочий орган, состоящий из ковшового ротора 3 с горизонтальной осью вращения и одним или двумя рядами ковшей, двух конических 5 или цилиндрических 4 наклонных шнеков и зачистных отвалов 1 — задних и боковых.

Ковшовым ротором разрабатывают среднюю часть поперечного сечения канала на ширину дна. Коническими 5 или цилиндрическими шнеками 4 разрабатывают грунт вдоль откосов канала, профилируют их и перемещают грунт вниз к ковшам ротора. Грунт, не захватываемый ротором и шнеками, обрушивается под действием силы тяжести и захватывается ковшами. Из ковшей ротора грунт поступает через бункер с помощью питателей или непосредственно на два ленточных транспортера 6, которые при помощи направляющих козырьков подают его в дамбы или кавальеры. Задние и боковые отвалы 1 зачищают и окончательно планируют дно и откосы канала.

Применяют два вида шнекороторных каналокопателей: прицепной с многомоторным дизель-электрическим приводом и полунавесной с одномоторным механическим или гидрообъемным приводом.

У прицепного шнекороторного каналокопателя ковшовый ротор 15 (рис. 12), имеющий два ряда ковшей, устанавливается на опорно-на-

правляющих роликах 16 рамы ротора 32, которая крепится к основной раме 20. Конические шнеки 29 со стальной ленточной навивкой снабжены ножами, которые разрабатывают грунт, транспортируемый винтовой линией вниз к ковшам. Шнеки устанавливаются на рамах шнеков 26, которые шарнирно крепятся к раме снизу, а в средней части — подвесками 38. Шнеки и рамы имеют сменные удлинители для разработки каналов с различными заложениями откосов.

Ленточные питатели и транспортеры 18, регулируемые растяжками 2, расположены на раме 32 ротора. Рама 20 с рабочими органами опирается спереди через переднюю опорную раму 13, на переднюю ось 10 при посредстве шарнирно-рычажного механизма, который позволяет изменять боковой наклон каналокопателя. Специальный червячно-винтовой механизм обеспечивает поперечную стабилизацию (см. гл. 12). Сзади рама 20 через задний портал 24 опирается на заднюю опорную балансирующую тележку 25 на пневмоходу. Рама 13 и портал 24 связаны с рамой 20 опорными катками 35, которые могут перемещаться по направляющим, и подъемными полиспастами 14 и 36, при помощи которых поднимают передний и задний концы основной рамы 20 с рабочими органами для изменения глубины канала. В рабочем положении (рис. 12) передние колеса 9 идут по поверхности грунта, задние 37 — по готовой поверхности дна канала. Ширину канала по дну изменяют при помощи уширителей или сменных ковшей, а заложение откосов — изменением наклона шнеков при помощи винтовых подвесок 38.

Рабочие органы (без рушителей) шнекороторных полунавесных каналокопателей расположены аналогично прицепным на раме 14 (рис. 13) рабочего органа. Рама 14 опирается на заднее опорное колесо 16, которое в рабочем положении движется по дну канала. Передний конец рамы 14 шарнирами 22 связан с ползунами 23, которые могут скользить по направляющим стоек 4 верхней рамы 2 и поднимаются гидроцилиндрами 3 через подъемные цепи 5. В модернизированных каналокопателях раму 14 рабочего органа навешивают на навесную пространственную раму 31, установленную на тракторе при помощи шарниров 30. Это повышает боковую устойчивость рабочего органа в транспортном положении.

Глубину канала и уклон, а также заглубление при обоих типах навески регулируют гидроцилиндрами, ширину по дну — сменными кронштейнами на роторе, заложение откосов — подвеской рамы шнека и специальными вставками к шнекам.

Тягачи прицепных каналокопателей оборудуют дизель-электрической станцией 12 (рис. 14, а), привод хода — гидромеханический бесступенчатый с насосом переменной подачи 7 или электрической с генератором постоянного тока.

В полунавесных каналокопателях (рис. 14, в, г) вводятся двухступенчатые цепные передачи 50, обеспечивающие передачу вращающегося момента при любом взаимном положении трактора и рабочего органа. Трансмиссия привода ходового оборудования (рис. 14, в) — механическая, обеспечивающая ступенчатый ряд из 10—12 рабочих скоростей (табл. 2), гидромеханическая (рис. 14, г) для бесступенчатого изменения рабочих скоростей в широком диапазоне (табл. 2) или гидрообъемная.

Многоковшово-шнековый каналокопатель — это многоковшовый цепной экскаватор продольного копания со сменным шнековым оборудованием (рис. 11, б), работающий так же, как и шнекороторный каналокопатель. Им копают каналы глубиной до 2,5 м.

Скребково-ножевой каналокопатель — скребково-цепной экскаватор продольного копания со сменными рабочими органами в виде труб 13 (рис. 11, и) со вставными ножами. Трубы 13 крепятся шарнирами 16

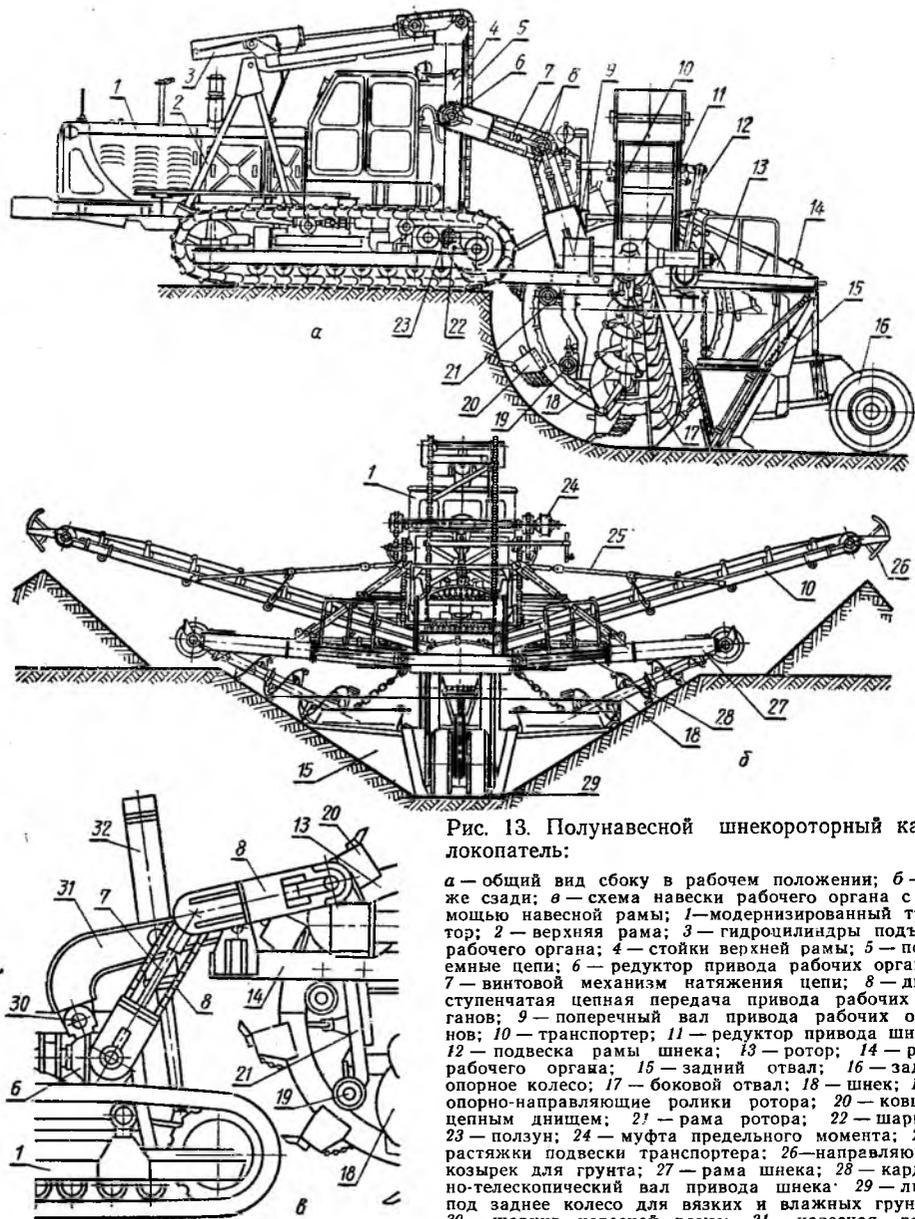


Рис. 13. Полунавесной шнекороторный каналокопатель:

а — общий вид сбоку в рабочем положении; б — то же сзади; в — схема навески рабочего органа с помощью навесной рамы; 1 — модернизированный трактор; 2 — верхняя рама; 3 — гидроцилиндры подъема рабочего органа; 4 — стойки верхней рамы; 5 — подъемные цепи; 6 — редуктор привода рабочих органов; 7 — винтовой механизм натяжения цепи; 8 — двухступенчатая цепная передача привода рабочих органов; 9 — поперечный вал привода рабочих органов; 10 — транспортер; 11 — редуктор привода шнека; 12 — подвеска рамы шнека; 13 — ротор; 14 — рама рабочего органа; 15 — задний отвал; 16 — заднее опорное колесо; 17 — боковой отвал; 18 — шнек; 19 — опорно-направляющие ролики ротора; 20 — ковш с цепным днищем; 21 — рама ротора; 22 — шарнир; 23 — ползун; 24 — муфта предельного момента; 25 — растяжки подвески транспортера; 26 — направляющий козырек для грунта; 27 — рама шнека; 28 — кардано-телескопический вал привода шнека; 29 — лыжа под заднее колесо для вязких и влажных грунтов; 30 — шарнир навесной рамы; 31 — навесная рама; 32 — подъемный гидроцилиндр.

эксцентрично к натяжным колесам 15 и рычагам 12, шарнирно установленным на раме 14. Ножевые рабочие органы совершают сложное движение — вращательное и возвратно-поступательное, срезая грунт с откосов и сбрасывая его вниз к скребкам.

Многоковшово-ножевой (рис. 11, г) и **роторно-ножевой** (рис. 11, в) каналокопатели представляют собой многоковшовый или роторный экскаватор продольного копания, у которого на валу нижних направляющих звездочек ковшовых цепей или на отдельной оси с каждой стороны закреплены ножевые конические роторы-откосообразователи. Роторы состоят из нескольких прямых ножей 7, расположенных по образующим конической поверхности. На ножах, в свою очередь, могут

Таблица 2. Основные параметры каналокопателей непрерывного действия с шнекороторными рабочими органами

Показатели	Тип каналокопателя	
	прицепные	полунавесные
Максимальная глубина канала в выемке, м	3	2
Ширина по дну, м	1,5—2,5	0,6—1,5
Коэффициент заложения откосов	1—1,75	1—2
Диаметр ротора, м	4,5—5,1	3,5—3,56
Максимальный диаметр шнека, м	1,15	1,15—1,44
Мощность, кВт	180—200	80—120
Рабочая скорость, м/ч	5—125*	10—300*
Масса, т	76—80	19—195
Производительность, м ³ /ч	550—1000	35—37 200—350

* Бесступенчато.

быть укреплены режущие клинья. Роторы получают вращение от цепных передач. Сзади навешивается отвал для зачистки и планировки дна и откосов. Ковшами на цепях или роторе разрабатывают грунт на ширину дна канала, а коническими ножевыми роторами — остальную часть сечения канала. Грунт, срезанный ножами 7, под действием силы тяжести перемещается к ковшам и подается к ленточному транспортеру 6, которым перемещается в отвал или в транспортные средства.

Каналокопатели этого типа (рис. 15) можно использовать для копания каналов глубиной 0,65—1,8 м (чаще 1,2 м) и шириной по дну 0,6—1 м при коэффициенте заложения откосов 1—1,25 в однородных минеральных и в насыпных уплотненных грунтах (подушках).

Глубина каналов ограничивается размерами ножевых роторов и высокой энергоемкостью процесса копания без обрушения, так как роторы работают в тяжелых условиях (большая ширина срезаемой стружки при лобовом резании).

Все каналокопатели с активными комбинированными рабочими органами, имеющими шнеки и ножевые роторы, не могут работать в крупнокаменистых и пнистых грунтах.

Роторно-отвальный каналокопатель (рис. 11, д). Рабочий орган каналокопателя состоит из ковшового ротора, навешиваемого на специальное шасси на гусеничном ходу, и двух пассивных отвалов-откосников 1, которые крепятся к специальной раме. Между отвалами-откосниками на нижнем конце их помещен лемех 8 для зачистки дна канала. Ниже лемеха установлена опорная лыжа, которая в рабочем положении движется по готовому дну канала.

Ротор копает среднюю часть канала глубиной до 2 м на ширину дна канала 0,6—0,8 м, а установленные с наклоном вперед отвалы-откосники принудительно обрушают грунт к ковшам, которые перемещают его и весь обрушившийся грунт к транспортерам 6. Не захваченный ковшами грунт зачищается лемехом 8. Каналокопатель может работать в торфяных и минеральных грунтах.

Роторно-плужный каналокопатель (рис. 11, е). Рабочий орган каналокопателя также состоит из ковшового ротора 3 и транспортеров 6, обычно экскаватора продольного копания, сзади которого установлен плужный рабочий орган 9. Ротор копает среднюю часть канала глубиной до 1—1,2 м, а плужный рабочий орган разрабатывает без обрушения боковые части поперечного сечения, отваливая грунт к ковшам ротора, которые и выносят их к ленточным транспортерам 6. Прокладка канала глубиной до 1,5 м и такой же ширины по дну возможна в торфяных и минеральных грунтах.

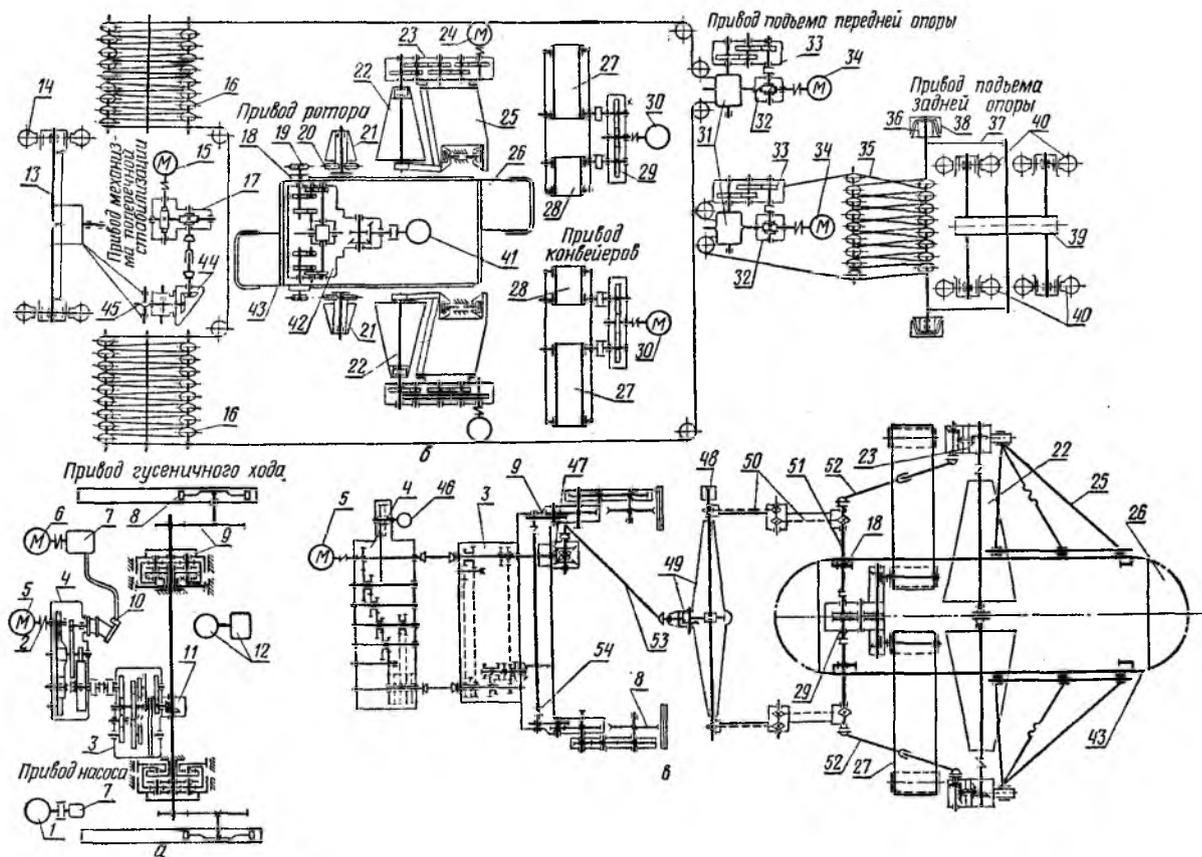


Рис. 14. Кинематические схемы привода шнекороторных каналокопателей:

а — тягача; б — многомоторного дизель-электрического привода прицепного каналокопателя; в — одномоторного механического привода полуавтоматического каналокопателя; 1 — электродвигатель; 2 — муфта сцепления; 3 — коробка перемены передач; 4 — ходоуменьшитель; 5 — двигатель; 6 — электродвигатель привода рабочего хода; 7 — гидронасос переменной подачи; 8 — ведущая звездочка гусеничного хода; 9 — бортовые редукторы; 10 — гидродвигатель; 11 — главная передача; 12 — дизель-электрическая станция; 13 — передняя ось; 14 — передние колеса; 15 — электродвигатель механизма изменения бокового наклона поперечной стабилизации каналокопателя; 16 — передний подъемный полиспаст; 17 — двухчервячный редуктор; 18 — цепочная звездочка; 19, 20 — цепная передача привода рушителя; 21 — рушитель; 22 — шнек; 23 — редуктор привода шнека; 24 — электродвигатель привода шнека; 25 — рама шнека; 26 — ковш; 27 — транспортер; 28 — питатель; 29 — редуктор привода транспортера (и питателя); 30 — электродвигатель привода транспортера (и питателя); 31 — барабаны лебедок подъемных механизмов; 32, 33 — редукторы подъемных механизмов; 34 — электродвигатели подъемных механизмов; 35 — задний подъемный полиспаст; 36 — ролики заднего портала; 37 — задний портал; 38 — направляющие задней рамы; 39 — задняя опорная балансирующая тележка; 40 — задние колеса; 41 — электродвигатель привода ротора; 42 — редуктор привода ротора с дифференциалом; 43 — ротор; 44 — конический редуктор; 45 — винтовая передача и шарнирно-рычажный механизм изменения бокового наклона; 46 — гидронасос; 47 — редуктор отбора мощности; 48 — муфта предельного момента; 49 — редуктор привода рабочих органов с дифференциалом; 50 — двухступенчатая передача привода рабочих органов; 51 — поперечный составной вал привода рабочих органов; 52 — карданно-телескопический вал привода шнеков; 53 — карданный вал привода рабочих органов; 54 — бортовой фрикцион; 55 — гидронасос переменной производительности; 56 — гидромотор; 57 — муфта; 58 — редуктор привода рабочих органов.

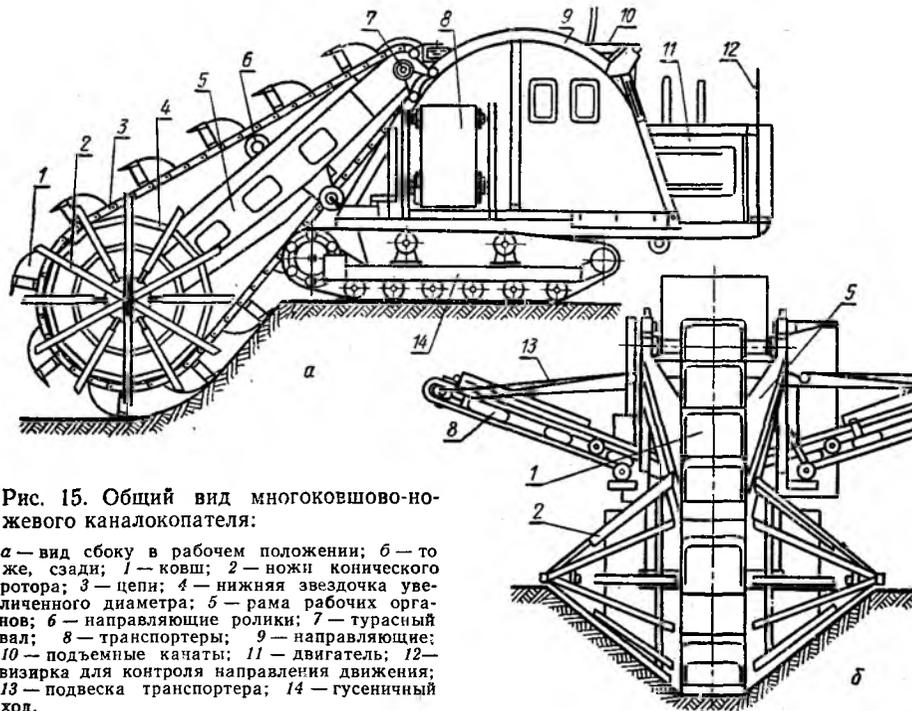


Рис. 15. Общий вид многоковшово-ножевого каналокопателя:

a — вид сбоку в рабочем положении; *b* — то же, сзади; 1 — ковш; 2 — ножи конического ротора; 3 — цепи; 4 — нижняя звездочка увеличенного диаметра; 5 — рама рабочих органов; 6 — направляющие ролики; 7 — турасный вал; 8 — транспортеры; 9 — направляющие; 10 — подъемные качаты; 11 — двигатель; 12 — визирка для контроля направления движения; 13 — подвеска транспортера; 14 — гусеничный ход.

Плужно-фрезерный каналокопатель имеет фрезу 15 (рис. 16) и плужный (отвалный) рабочий орган 11, который выполнен в виде цилиндрического отвала. Плужный рабочий орган разрабатывает часть сечения канала глубиной 0,6—1,1 м, профилирует один из откосов и подает весь грунт к фрезе 15 с осью вращения, перпендикулярной откосу, находящейся впереди плужного рабочего органа. Фреза, снабженная режущими ножами 12, лопатками 13 и рушителями профилирует второй откос, выносит весь разработанный грунт из канала и частично разбрасывает его или образует кавальер с помощью кожуха 9.

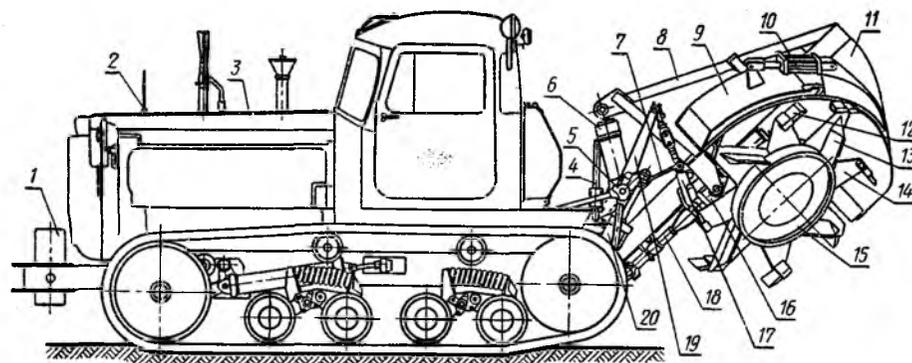


Рис. 16. Плужно-фрезерный каналокопатель:

1 — противовес; 2 — визир; 3 — трактор; 4 — указатель глубины канала; 5 — редуктор отбора мощности; 6 — гидроцилиндр установки рабочего органа в вертикальной плоскости; 7 — фиксирующее устройство (в транспортном положении); 8 — рама рабочих органов; 9 — кожух; 10 — гидроцилиндр установки кожуха; 11 — плужный рабочий орган (отвал); 12 — ножи; 13 — выбросные лопатки; 14 — кронштейны ножей; 15 — фреза (рогатор); 16 — нижние рычаги навески; 17 — тяга навески; 18 — карданно-телескопический вал; 19 — верхние рычаги; 20 — подъемные гидроцилиндры.

Грунт выбрасывается только на одну берму канала, что весьма удобно при строительстве рисовых систем, внутричечковых контурных каналов, траншей с откосами для труб, строительстве дорог.

Рабочие органы навешивают на рычаги 16 и 19 навесной системы через посредство рамы 8, к задней части которой прикреплен цилиндрический отвал 11, а в средней части рамы — фреза 15 с блоком механической трансмиссии привода фрезы.

Высокая рабочая скорость 300—1000 м/ч обуславливает производительность до 180—200 м³/ч при копании каналов глубиной до 0,5 м, шириной по дну 0,35 м.

Многоковшово-шнеко-отвалный каналокопатель (рис. 11, *и*) разрабатывает сечение канала тремя рабочими органами. Ковшами 2 вырезает грунт в средней части сечения канала и выгружает его вперед по ходу ковшей. На валу нижних звездочек с обоих концов установлены конические шнеки 5, которые разрабатывают боковые части профиля сечения на всю длину откосов и перемещают грунт к ковшам. За рабочими органами профилирует сечение трапециевидный нож — отвал нижней части кожуха.

§ 4. Плужные и отвалы каналокопатели

Все эти машины имеют пассивные рабочие органы.

Прицепные плужные каналокопатели (табл. 3). Рабочий орган каналокопателя (рис. 17) сварен из нескольких частей. Нижняя часть рабочего органа — плоский лемех 19, подрезающий грунт на дне и нижней части откосов. Плоскость лемеха сопрягается с криволинейными подъемно-отвальными поверхностями 6, поднимающими пласт с поворотом его на обе бермы канала. В верхней части эти поверхности плавно переходят в плоскости верхних отвалов 5, образующих клин для раздвигания грунта в стороны. Для очистки прилегающей к каналу части бермы осушительные каналокопатели оборудуют сменными бермоочистителями 3 различной высоты, а оросительные для формирования дамб — открьлками 4.

Рабочий орган канатного каналокопателя с неповоротной ходовой рамой (рис. 17, *а*) копает каналы глубиной до 1,2 м и шириной по дну 0,2—0,4 м. Прикреплен он к заднему концу тяговой рамы 12. Полиспастом 7, 8 поднимают тяговую раму, соединенную шарнирно с ходовой рамой 9.

Каналокопатель с поворотной ходовой рамой (рис. 17, *б*) имеет сменные рабочие органы и лемехи для прокладки оросительных и осушительных каналов глубиной до 1 м и шириной по дну 0,2—1 м. Тяговую раму с рабочим органом поднимают, поворачивая вперед ходовую раму 9 полиспастом 7, 8 лебедкой 13 или передним трактором.

Гидравлический универсальный каналокопатель (рис. 17, *в*) предназначен для копания каналов глубиной до 1 м в выемке. Подъем рабочего органа осуществляют два гидроцилиндра 26, обеспечивающие более устойчивый ход рабочего органа. Особенность каналокопателя — поворотный рабочий орган, который можно поворачивать на конце тяговой рамы 12 гидроцилиндром 30 в вертикальной плоскости при прокладке оросительных каналов. Это дает возможность регулировать угол резания в зависимости от грунта и параметров канала, получать минимальное тяговое сопротивление, изменять нагрузку на ходовое оборудование трактора для улучшения проходимости. Для разработки осушительных каналов на каналокопателях устанавливают лыжу 20, повышающую проходимость.

Навесные плужные каналокопатели. Рабочий орган навесного каналокопателя (рис. 17, *г*) устанавливают при помощи стойки на тяги 33

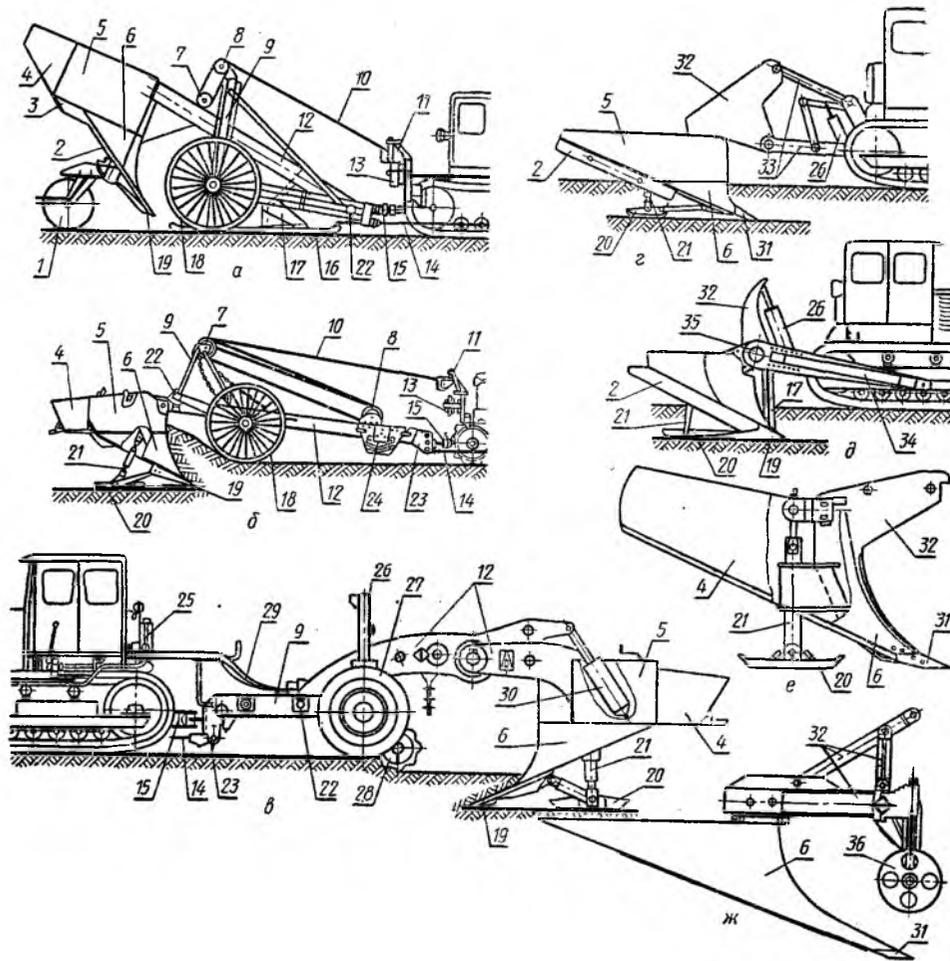


Рис. 17. Плужные каналокопатели и бороздоделатели:

а — прицепной канатный с неповоротной ходовой рамой; *б* — прицепной канатный с поворотной ходовой рамой; *в* — прицепной гидравлический универсальный; *г* — на навесной системе трактора; *д* — навесной на задней универсальной раме; *е* — навесной бороздоделатель; *ж* — бороздоделатель с опорным колесом; 1 — заднее колесо; 2 — опорные плоскости скольжения; 3 — бермоочистители; 4 — открьлки; 5 — верхние отвалы; 6 — подъемно-отвальные поверхности; 7, 8 — подвижные и неподвижные блоки полиспаста; 9 — ходовая рама; 10 — канат для выглубления рабочего органа; 11 — флюгерная колонка; 12 — тяговая рама; 13 — лебедка; 14 — тяговый канат к переднему трактору; 15 — прицепное устройство; 16 — опорная лыжа; 17 — черенковый нож; 18 — ходовые металлические колеса; 19 — плоский лемех; 20 — задняя опорная лыжа; 21 — винтовая стойка; 22 — шарнир, соединяющий ходовую и тяговую рамы; 23 — прицепная скоба; 24 — запасные сменные ножи-лемехи; 25 — гидропривод; 26 — гидроцилиндры для подъема и опускания рабочего органа; 27 — пневматические опорные колеса; 28 — дисковый нож; 29 — трубопроводы гидросистемы; 30 — гидроцилиндр для поворота рабочего органа; 31 — клиновидный лемех; 32 — стойка; 33 — рычаги и тяги навесной гидросистемы трактора; 34 — П-образная задняя навесная рама; 35 — поперечная балка; 36 — опорное колесо.

навесной системы или на поперечной трубчатой балке 35 задней навесной рамы. К раме рабочего органа навесных каналокопателей шарнирно присоединена лыжа 20, которую можно регулировать по высоте винтовым домкратом 21. В современных каналокопателях применена регулируемая навеска, позволяющая изменять наклон тяг в зависимости от грунтовых условий и глубины канала, а также винтовое устройство для изменения заложения откосов путем наклона рабочего органа.

Несмотря на высокую производительность (табл. 3), минимальную энергоемкость, возможность применения на различных грунтах,

Таблица 3. Основные параметры плужных и отвальных каналокопателей

Машина	Размеры отрываемых каналов			Мощность базовой машины, кВт	Число тракторов	Техническая производительность, м ³ /ч	Масса каналокопателя, кг
	глубина в выемке, м	ширина по дну, м	коэффициент заложения откосов				
Плужные каналокопатели прицепные	0,6—1,2	0,2—1,0	1—1,5	73,5	2—3	До 2500	4500—5300
Плужные каналокопатели навесные	0,4—0,8	0,3—0,6	1	До 184	1	До 3000	800—1000
Бороздоделатели	0,2—0,5	0,1—0,2	1	36,3	1	До 4500	До 800
Отвальные каналокопатели прицепные	До 2,4	До 1,8	1—3,5	73,5	До 8	До 1167*	—
Ложбиноделатели	0,3—0,4	0,5—0,6	5	73,5	1	До 2000	До 1500

* м³/ч.

простоту конструкции и обслуживания, плужные каналокопатели являются несовершенными машинами. Основные их недостатки — большое тяговое сопротивление благодаря несовершенству рабочего органа, быстрый износ тяговых тракторов, неровная обработка дна и откосов канала, необходимость доделочных работ, плохое перерезание древесины, недостаточная ширина берм, отсутствие механизма, автоматически регулирующего уклон дна канала. Поэтому плужные каналокопатели при устройстве каналов глубиной более 0,5—0,6 м находят ограниченное применение. В гидравлическом универсальном каналокопателе (рис. 17, *в*) и у новых навесных каналокопателей усовершенствована конструкция рабочего органа (см. гл. 16).

Бороздоделатели. Для прокладки борозд трапециевидного сечения (табл. 3), отводящих поверхностные воды, а также временных оросителей и выводных борозд применяют бороздоделатели с пассивным рабочим органом. Навесные бороздоделатели более просты по конструкции, менее металлоемки, чем прицепные, удобны в управлении. Бороздоделатели без опорных колес (рис. 17, *е*) навешивают на тяги стандартной навесной системы трактора через посредство стойки 32, на которой закреплен рабочий орган, аналогичный рабочему органу плужного каналокопателя. Есть также трехкорпусные бороздоделатели-щелерезы.

Навесные каналокопатели-бороздоделатели с опорными колесами (рис. 17, *ж*) имеют рабочие органы-отвалы со сменными ножами. Рабочий орган у них прикреплен к раме, навешиваемой на рычаги навесной системы трактора и снабженной опорными колесами. Некоторые бороздоделатели оборудуют ротационными метателями, которые разбрасывают вынутый грунт равномерным слоем по обе стороны борозды.

Отвальные каналокопатели. Рабочий орган отвальных каналокопателей состоит из двух симметричных групп отвалов грейдерного типа (рис. 18, *а, б*), состоящих каждая из плужка 2, горизонтального отвала 3, наклонного отвала 4, бермоочистителя 6 или дамбообразователя 20. Плужками 2 и горизонтальными отвалами 3 послойно разрабатывают грунт на дне, а наклонными отвалами 4 — на откосах и перемещают грунт вверх по откосам. Бермоочистителями 6 одновременно

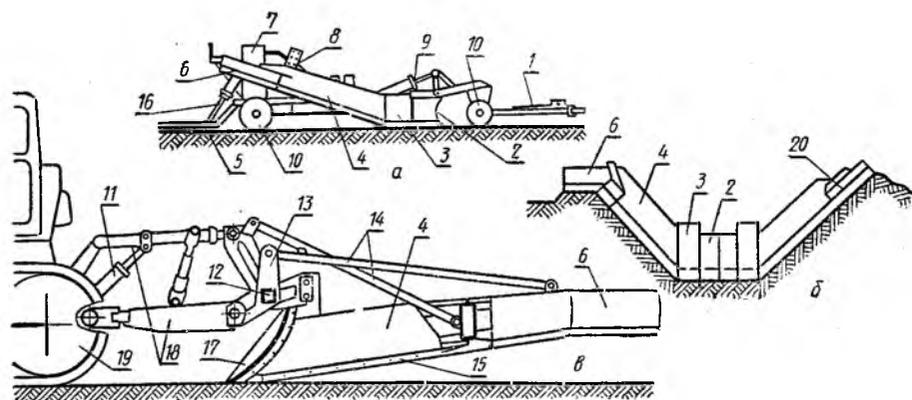


Рис. 18. Отвалы каналокопатели и ложбиноделатели:

а — схема прицепного отвального каналокопателя; *б* — схема расположения отвалов прицепного отвального каналокопателя при прокладке канала; *в* — навесной ложбиноделатель; 1 — дышло; 2 — плужок; 3 — горизонтальные отвалы; 4 — наклонные отвалы; 5 — опорная лыжа; 6 — бермоочиститель; 7 — пульт управления; 8 — кронштейны для крепления наклонных отвалов; 9 — гидроцилиндр подъема и опускания передней части рамы; 10 — пневмоколеса; 11 — подъемные гидроцилиндр; 12 — поперечная балка рамы; 13 — стойка; 14 — распорки; 15 — сменные ножи; 16 — гидроцилиндр лыжи; 17 — вертикальный нож; 18 — рычаги и тяги навесной системы; 19 — трактор; 20 — дамбообразователь.

разравнивают кавальеры и планируют бермы или дамбообразователями 20 формируют дамбы с планировкой их внутреннего откоса и верха. Рабочий орган установлен на задней части шарнирно-сочлененной рамы, опирающейся по оси колеса 10 на пневматических шинах. Заглубление и выглубление каналокопателя, а также регулирование толщины снимаемой стружки осуществляется подъемом или опусканием передней части рамы относительно задней с помощью гидроцилиндра 9.

Каналокопатели имеют простую конструкцию, но очень высокие тяговые сопротивления, особенно при последних проходах машины, что требует нескольких тракторов.

Ложбиноделатели. Разновидность навесного отвального каналокопателя — ложбиноделатели, которые предназначены для нарезки ложбин (неглубоких каналов с очень пологими откосами, табл. 3). Рабочий орган ложбиноделателя (рис. 18, *в*) имеет два отвала 4 грейдерного типа с углом в плане 70°. Их крепят к стойке 13 и распоркам 14. Спереди на стойке 13 установлен вертикальный нож 17 для прорезания дернины, внизу лемех. К заднему концу отвалов шарнирно прикреплены два бермоочистителя 6, угол их установки регулируется задними распорками.

§ 5. Машины для прокладки каналов с применением взрывной и газодинамической энергии

К наиболее перспективным видам энергии для копания каналов относятся взрывная и газодинамическая.

Машины для строительства каналов взрывом. Строительство каналов с применением энергии взрыва особенно эффективно в плотных, каменистых и скальных грунтах, в зимнее время при глубоком промерзании грунтов, а также на переувлажненных грунтах и при спуске паводковых вод, когда применение других способов строительства ограничено.

Взрывчатое вещество (ВВ) можно укладывать либо в рассыпном состоянии одновременно или после прорезки щели, либо укладывать или протаскивать в щель в виде шлангового заряда, то есть полисти-

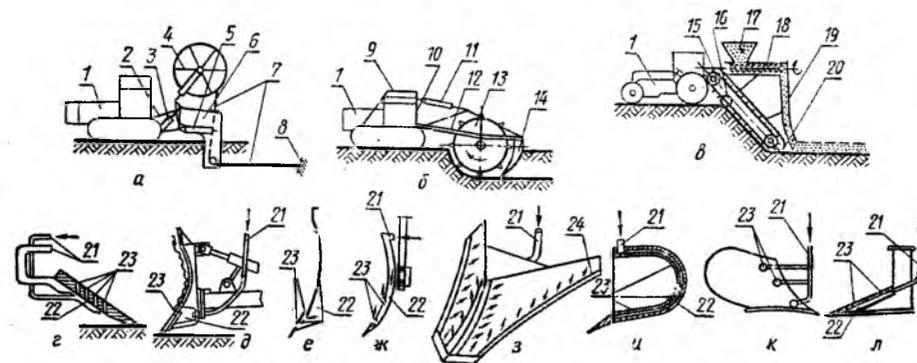


Рис. 19. Принципиальные схемы машин для строительства каналов с применением взрывной и газодинамической энергии:

щелезарядные машины: *а* — для укладки шлангового заряда ВВ в щель; *б* — щелерез для прорезки щели в плотных мерзлых грунтах; *в* — для укладки рассыпных ВВ. Элементы рабочих органов машин газодинамического действия: *г* — плоский клин; *д*, *е*, *ж* — отвалы; *з* — плужный рабочий орган; *и* — ковш; *к* — плужный корпус; *л* — двугранный клин; 1 — трактор; 2 — система навески; 3 — подъемные гидроцилиндры; 4 — бухта с намотанным шланговым зарядом ВВ; 5 — гидроцилиндры установки ножа; 6 — пассивный нож-щелерез; 7 — шланговый заряд ВВ; 8 — якорь; 9 — верхняя рама; 10 — стойка; 11 — гидроцилиндры; 12 — рама рабочего органа; 13 — ротационный щелерез; 14 — зачистной скребок; 15 — баровая цепь; 16 — поперечный шнек; 17 — зарядный бункер; 18 — транспортирующий шнек; 19 — спусковой желоб; 20 — зачистной скребок; 21 — трубки для подачи газов; 22 — полость для газа; 23 — сопла для выхода газов на рабочую поверхность; 24 — ножи.

ленового шланга диаметром 30—100 мм, изготовляемого из ленты и наполняемого ВВ заранее на специальной установке для изготовления шланговых зарядов производительностью до 200 м/ч.

В талых и слабых грунтах шланговый заряд ВВ можно закладывать в щель, прорезаемую пассивным ножом 6 (рис. 19, *а*) на навесной системе 2 трактора 1. Нож устанавливается гидроцилиндрами 3 и 5. Шланговый заряд 7 с бухты 4 проходит через отверстие в ноже и ролики на дно щели за счет тягового сопротивления якоря 8, поставленного в начале щели. Укладывают заряды диаметром до 100 мм на глубину до 1,2 м.

В мерзлых и прочных грунтах щель прорезают щелерезной машиной с ротационным щелерезом 13 (рис. 19, *б*) диаметром до 3 м с механическим приводом от трансмиссии трактора 1. Глубина щели до 1,8 м, ширина 0,2 м. Транспортировка и укладка в щель ВВ осуществляется транспортно-зарядной машиной (прицепной), на которой установлены барабаны для шланговых зарядов и бункер для рассыпных ВВ.

Для прорезания щели и одновременной закладки рассыпных ВВ служит щелерезно-зарядная машина, показанная на рисунке 19, *в*. Машина, двигаясь по оси будущего канала, прорезает целным скребковым рабочим органом (баром) 15 или ротационным щелерезом щель шириной 10—14 мм, в которую из зарядного бункера 17 по транспортирующему шнеку 18 через спусковой желоб 19 непрерывно засыпается порошкообразное ВВ. После закладки ВВ происходит взрыв, образующий канал, дно и откосы которого требуют дополнительной планировки. Производительность прокладки каналов взрывным способом по сравнению с применением каналокопателей возрастает в 10—15 раз.

Каналы с применением газодинамической энергии можно прокладывать при помощи машины, на поверхность рабочего органа которой поступает сжатый воздух или газ, создающий газовую подушку на поверхности трения рабочего органа о грунт и существенно снижающий силы сопротивления копанию (до 30—50% общей мощности

при копании и до 90% при транспортировке расходуется на трение между грунтом и поверхностью рабочего органа).

Газодинамическое действие особенно эффективно для пассивных рабочих органов (рис. 19, *г, д, е, ж, з, к, л*), а также активных — ковшей (рис. 19, *и*) при разгрузке от влажных и вязких грунтов. Сжатый воздух от компрессора или горячие газы, образующиеся в камере сгорания при горении жидкого топлива в смеси с воздухом или металлы ВВ, поступающие через отверстия 21 в полость 22 и, вырываясь через сопла 23, или зазор между ножом и поверхностью, поступают в пространство между поверхностью рабочего органа и грунтом.

Опыты с различными рабочими органами показали, что в зависимости от влажности и трудности разработки грунтов, числа и расположения выходных сопел при давлении воздуха или газов 0,04—0,2 МПа коэффициент трения снижается на 65—90%, а сопротивление копания — на 12—60%, а у каналокопателей — на 25—30%.

Перспективным является также использование энергии колебаний. На рабочий орган накладываются колебания (вибрации) звуковой или ультразвуковой частот, создаваемые специальными генераторами. От рабочего органа колебания передаются грунту, что значительно снижает его сопротивление разрушению и трению о поверхность рабочего органа, так как при различных частотах и амплитудах колебаний отдельных частиц снижаются коэффициенты внутреннего и внешнего трения.

§ 6. Основные направления развития каналокопателей

Современное направление развития машин для прокладки каналов — переход от широко применяемых сейчас малопроизводительных и тяжелых одноковшовых экскаваторов, требующих доделочных работ, к высокопроизводительным машинам непрерывного действия (табл. 4) с одновременным увеличением мощности базовых машин.

Каналокопатели непрерывного действия, особенно работающие с обрушением грунта, отличаются высокими показателями по энергии и металлоемкости и удельной производительности (табл. 4). Они отрывают каналы за один проход со спланированным дном и откосами, но требуют достаточного фронта работ, так как частые перебазирования снижают их эксплуатационные показатели.

В настоящее время усовершенствованы двухфрезерные и двухроторные каналокопатели в направлении создания рабочих органов оптимальной конструкции и параметров, унификации навески и внедрения прогрессивных гидромеханических и гидрообъемных трансмиссий.

Современные конструкции шнекороторных каналокопателей имеют съемные транспортеры, позволяющие отсыпать грунт в одну сторону (40% объема работ), прицепные будут оборудоваться мотор-колесами.

Таблица 4. Сравнительные показатели каналокопателей

Каналокопатели	Удельная установочная мощность, Вт/м ³ /ч	Удельная масса, т/м ³ /ч
Осушительные плужные	8,9—14,7	0,012—0,066
Оросительные плужные	52,2	0,011
Фрезерные копирующие	308,9	0,072
Двухфрезерные	264,8	0,041
Шнекороторные	169,2—316,3	0,031—0,057
Двухроторные	147,1—220,6	0,02—0,025
Многоковшово-шнековые	220,6—294,2	0,11—0,12
Одноковшовые	388,3—1110,3	0,2—0,6

Плужные каналокопатели срезают стружку грунта большой толщины, меньше измельчают грунт, чем и объясняется их высокая производительность и малая удельная энергоемкость. В связи с недостатками плужных каналокопателей проведено усовершенствование их рабочих органов, направленное прежде всего на снижение тягового сопротивления путем проектирования линейчатой поверхности рабочего органа оптимальной формы (см. гл. 16).

Перспективно также совершенствование шнезарядных машин для строительства каналов взрывным способом. Продолжается интенсивная конструкторско-исследовательская работа с целью совершенствования рабочих органов каналокопателей в направлении использования газодинамической энергии, вибрации и антифрикционных поверхностей.

Глава 3. МАШИНЫ ДЛЯ РАЗРАВНИВАНИЯ КАВАЛЬЕРОВ, ПЛАНИРОВКИ ДНА И ОТКОСОВ КАНАЛОВ И СТАБИЛИЗАЦИИ ОТКОСОВ

§ 1. Машины для разравнивания кавальеров

Передвигаясь вдоль канала, кавальероразравниватели (рис. 20) перемещают грунт кавальера в сторону от бровки и разравнивают его. Кавальероразравниватели оборудованы отвальным рабочим органом, устанавливаемым в зависимости от грунтовых условий с углом захвата $\alpha=45—90^\circ$. Рабочее оборудование навешивается на гусеничные тракторы 7 (рис. 20); в процессе работы не допускается осыпание грунта в канал, повреждения бровки и дернового покрова бермы канала. Кавальероразравниватели подразделяют на машины с передним и задним отвалами (табл. 5).

Кавальероразравниватели с передним отвалом различают: по схеме установки рабочего оборудования на трактор 7 — с параллелограммной навеской (рис. 20, *а*) и на плоской толкающей раме (рис. 20, *б, в*); по типу механизма изменения угла захвата отвала — с жесткой рамкой-распоркой (рис. 20, *а*), телескопической рамкой-распоркой (рис. 20, *б*) и шарнирно складывающимися сблокированными рамками (рис. 20, *в*).

Передний отвал (рис. 20) состоит из средней части 1 и удлинитель 2, которые могут быть съемными или откидывающимися. Внизу отвала крепятся съемные ножи, а по краям — лыжи 9. Среднюю часть

Таблица 5. Основные параметры кавальероразравнивателей

Параметры	С передним отвалом	С задним отвалом
Производительность, м ³ /ч	200—1000	—
Мощность, кВт	37—110	59—73,5
Длина отвала, м	2,5—6,8	5,4
Высота отвала, м	0,8—1,75	0,9—1,0
Высота подъема отвала над опорной поверхностью гусениц, м	0,6—1,1	0,7
Угол захвата, град	45—90	45
Угол поперечного перекоса отвала, град	±5	0
Угол резания, град	55	50
Масса навесного оборудования, т	0,65—2,0	1,1—1,2
Масса машины, т	8,9—18,7	—

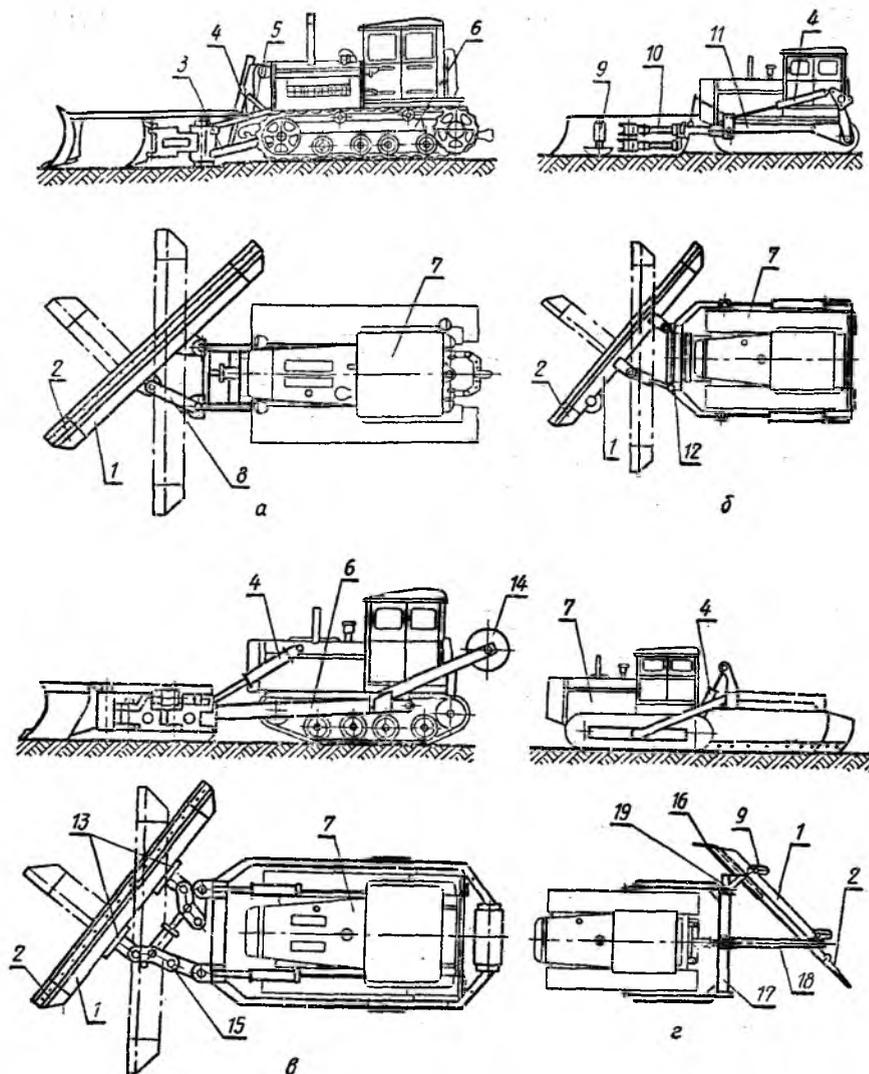


Рис. 20. Схемы кавальероразравнивателей (вид сверху и сбоку):

а — с передним отвалом, параллелограммной навеской и жесткой рамкой-распоркой; *б* — то же, на плоской толкающей раме с телескопической рамкой-распоркой; *в* — то же, с гидруправляемым отвалом на плоской толкающей раме и шарнирно складывающимися сблокированными рамками; *г* — с задним отвалом; 1 — средняя часть отвала; 2 — удлинитель; 3 — толкающая рамка; 4 — гидроцилиндр подъема и опускания отвала; 5 — рычаг; 6 — рама; 7 — трактор; 8 — жесткая рамка-распорка; 9 — лыжа; 10 — телескопическая рамка-распорка; 11 — плоская толкающая рама; 12 — поворотная рама; 13 — механизм изменения угла резания; 14 — противовес; 15 — механизм изменения угла захвата; 16 — открылок; 17 — задняя охватывающая рама; 18 — кронштейн; 19 — уширитель.

отвала кавальероразравнивателя с параллелограммной навеской (рис. 20, *а*) устанавливают на раму 6 посредством толкающей рамки 3 и рычагов 5, образующих шарнирный параллелограмм. Угол захвата рабочего органа устанавливают с помощью жесткой рамки-распорки 8 с отверстиями, вставляемой между отвалом и параллелограммной навеской. В кавальероразравнивателях с плоской толкающей рамой (рис. 20, *б*), охватывающей базовую машину, отвал навешивается иногда через посредство поворотной рамы 12 шарнирно. Между отвалом и поворотной рамой с одной из сторон ставят телескопическую рамку-рас-

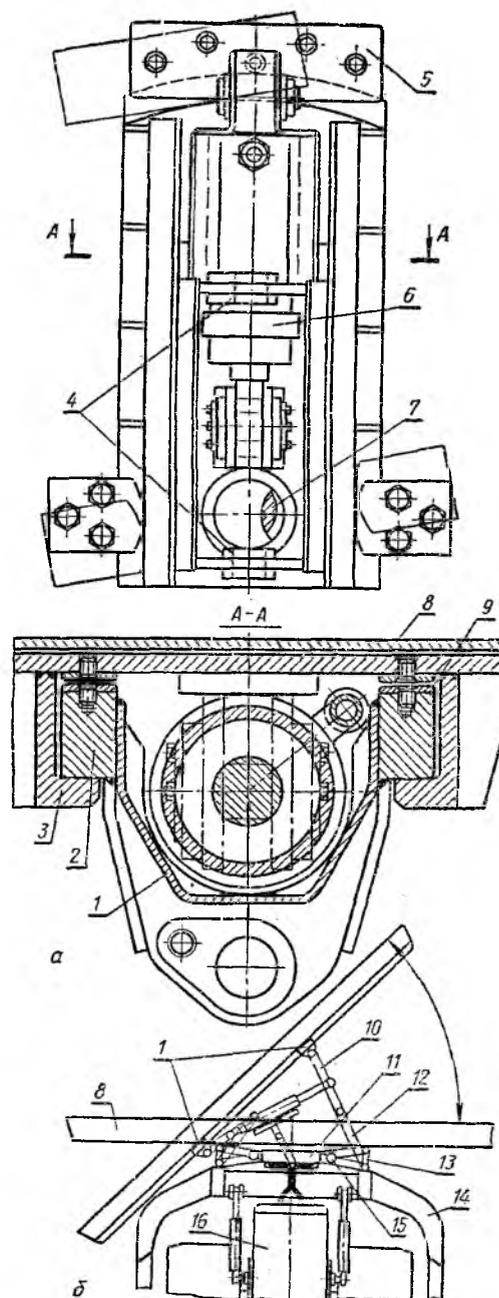
Рис. 21. Механизмы изменения углов резания (*а*) и захвата (*б*):

1 — корпус; 2 — направляющая; 3 — ползун; 4 — проушина; 5 — планка; 6 — гидроцилиндр механизма изменения угла резания; 7 — палец; 8 — отвал; 9 — накладка; 10 — передняя рамка; 11 — гидроцилиндр поворота отвала в плане; 12 — задняя рамка; 13 — защелка; 14 — плоская толкающая рама; 15 — шарнир рамки; 16 — трактор.

порку 10 с выдвжными штангами для изменения угла захвата. С целью установки угла резания отвал наклоняют в вертикальной плоскости и перемещают в радиальных пазах болты, соединяющие отвал с поворотной рамой.

Более современные конструкции кавальероразравнивателей (рис. 20, *в*) оборудованы механизмами изменения угла резания 13 и угла захвата 15 отвала с гидравлическим управлением из кабины, а также противовесом 14. Механизм изменения угла резания отвала (рис. 21, *а*), состоящий из двух корпусов 1, устанавливаемых шарнирно посредством проушин 4 на передние рамки механизма поворота отвала, служит для его наклона в вертикальной плоскости. На каждом из корпусов выполнены две направляющие 2, по которым могут перемещаться ползуны 3 отвала 8 под действием гидроцилиндра 6. Отвал навешен на ползуны с помощью двух горизонтальных пальцев 7 и прижимается к ним в верхней части планкой 5. Штоки гидроцилиндров 6 шарнирно закреплены в кронштейнах ползуну 3 отвала и перемещают их синхронно в противоположные стороны; при этом отвал наклоняется на некоторый угол ($\pm 5^\circ$).

При установке отвала в положение с углом захвата $\alpha = 90^\circ$ рамки 10 и 12 (рис. 21, *б*) складываются и фиксируются защелками 13 механизма блокировки, управляемыми водителем из кабины трактора 16. Поворот отвала осуществляется на ходу машины в сторону, противоположную разблокированным рамкам 10 и 12 одной стороны, которые раскладываются, поворачиваясь вокруг шарнира 15, под действием усилия гидроцилиндра 11. В более простых конструкциях — только два положения отвала — с углами 90° и 30° .



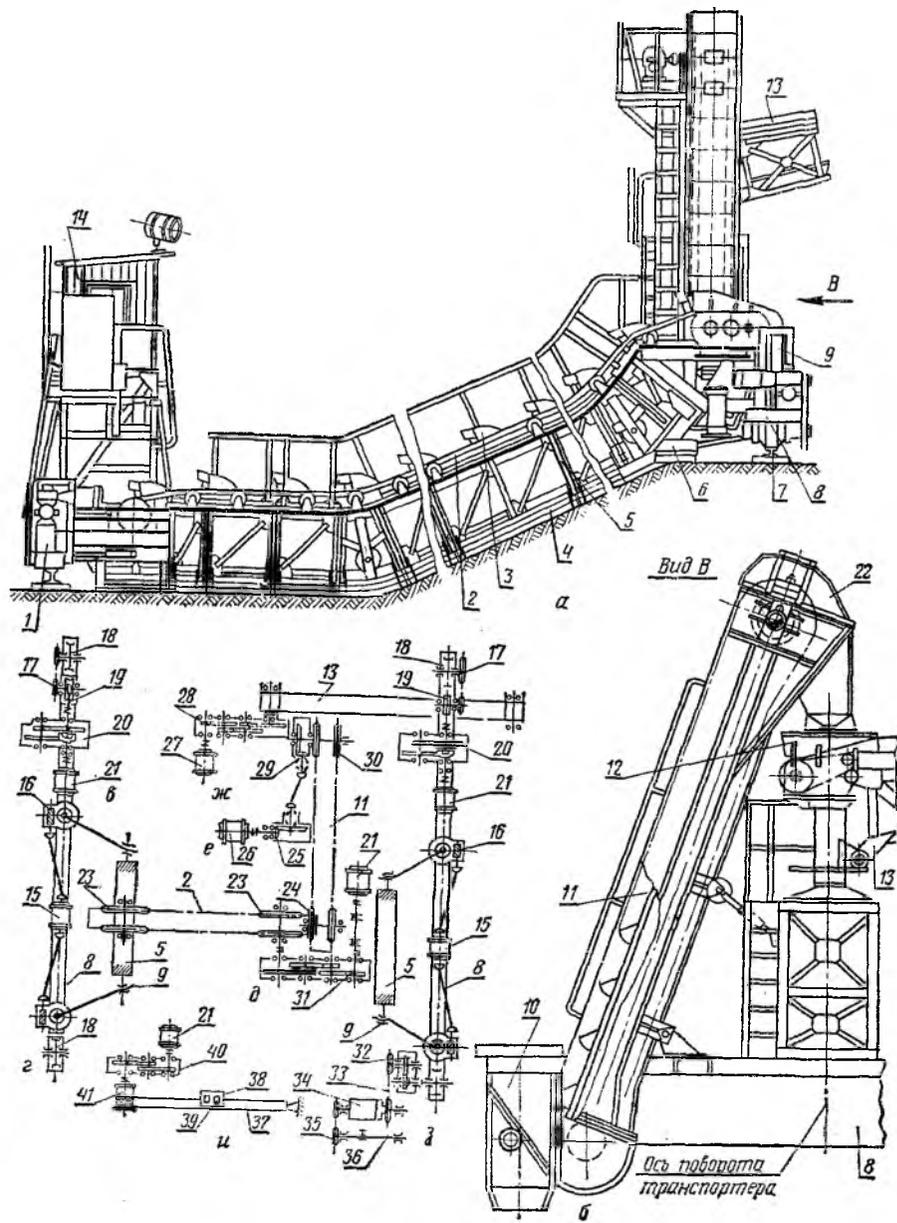


Рис. 23. Многоковшовый неполнопрофильный планировщик:

а — общий вид; б — вид со стороны элеватора; в — кинематическая схема механизма передвижения машины; г — то же, механизма подъема фермы; д — то же, механизма привода ковшовой цепи; е — то же, механизма привода элеватора; ж — то же, механизма привода транспортера; з — то же, механизма привода кабельного барабана; и — то же, механизма передвижения виброплиты; 1 — тележка ходовая нижняя; 2 — ковшовая цепь; 3 — ковш; 4 — зачистный нож откоса и части дна; 5 — ферма; 6 — зачистный отвал бермы; 7 — рельсовый путь; 8 — тележка ходовая верхняя; 9 — винтовой домкрат; 10 — приемный бункер элеватора; 11 — ковшовый элеватор; 12 — приемный бункер; 13 — отвальный транспортер; 14 — кабина управления; 15, 21, 26, 27 — электродвигатели; 16, 19 — червячные редукторы; 17, 33, 35 — цепные передачи; 18 — ходовое колесо; 20, 28, 31, 32, 40 — цилиндрические редукторы; 22 — кожух; 23, 24, 30 — звездочки рабочих цепей; 25, 29 — конические редукторы; 34 — кабельный барабан; 36 — направляющий винт; 37 — канат; 38 — виброплита; 39 — сдвоенный вибратор; 41 — барабан.

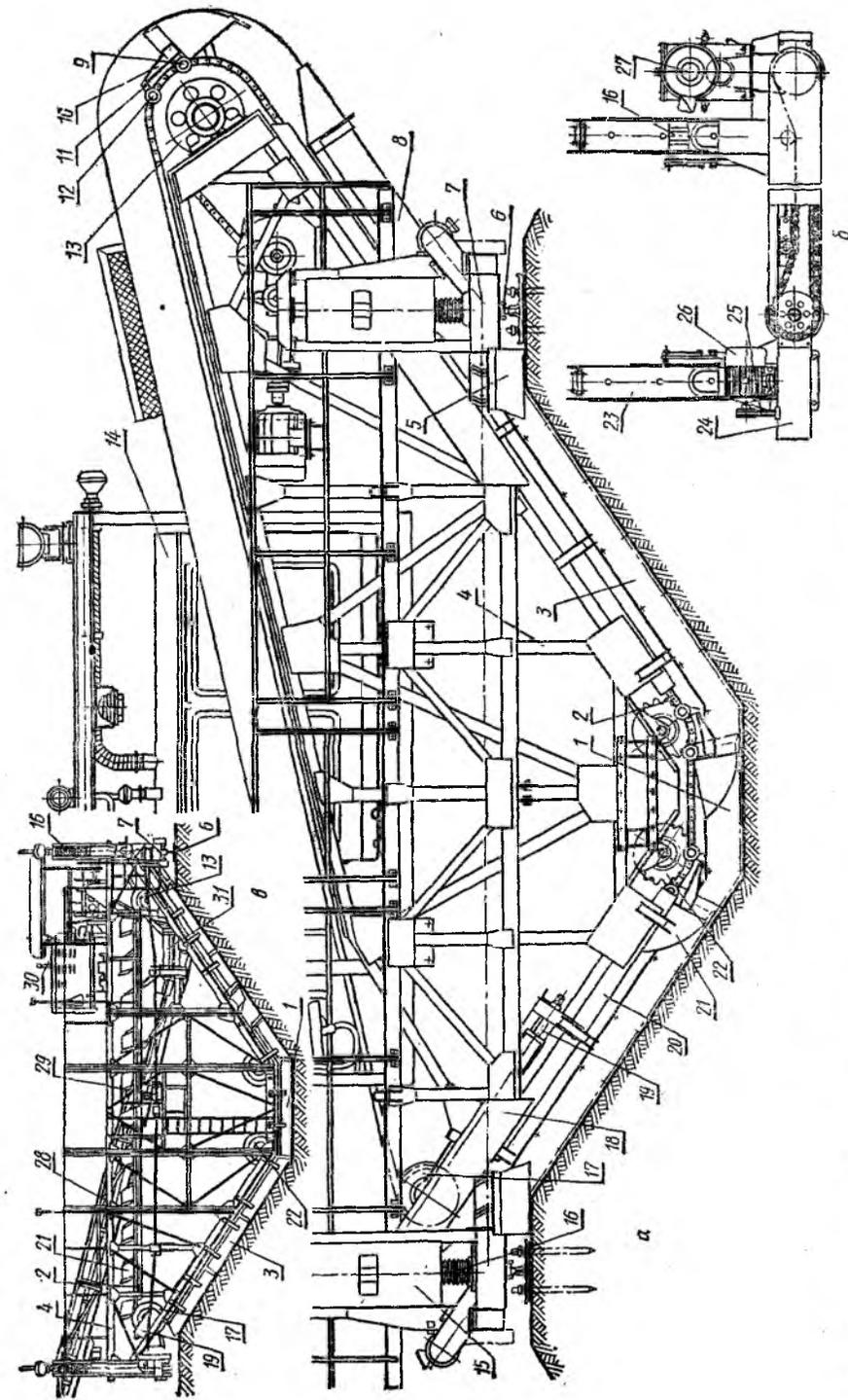


Рис. 24. Профилировщик с многоковшовым рабочим органом на рельсовом ходу с односторонней разгрузкой:

а — профилировщик без отвального транспортера; б — отвальный транспортер; в — отвал донный; г — ковшовая цепь; д — отвал откосный; е — ферма; ж — рельсовый путь; з — ковш; и — отвал; к — отвал; л — отвал; м — отвал; н — отвал; о — отвал; п — отвал; р — отвал; с — отвал; т — отвал; у — отвал; ф — отвал; х — отвал; ц — отвал; ч — отвал; ш — отвал; щ — отвал; 1 — отвальный транспортер; 2 — ковш; 3 — отвал; 4 — отвал; 5 — отвал; 6 — отвал; 7 — отвал; 8 — отвал; 9 — отвал; 10 — отвал; 11 — отвал; 12 — отвал; 13 — отвал; 14 — отвал; 15 — отвал; 16 — отвал; 17 — отвал; 18 — отвал; 19 — отвал; 20 — отвал; 21 — отвал; 22 — отвал; 23 — отвал; 24 — отвал; 25 — отвал; 26 — отвал; 27 — отвал; 28 — отвал; 29 — отвал; 30 — отвал; 31 — отвал; 32 — отвал; 33 — отвал; 34 — отвал; 35 — отвал; 36 — отвал; 37 — отвал; 38 — отвал; 39 — отвал; 40 — отвал; 41 — отвал.

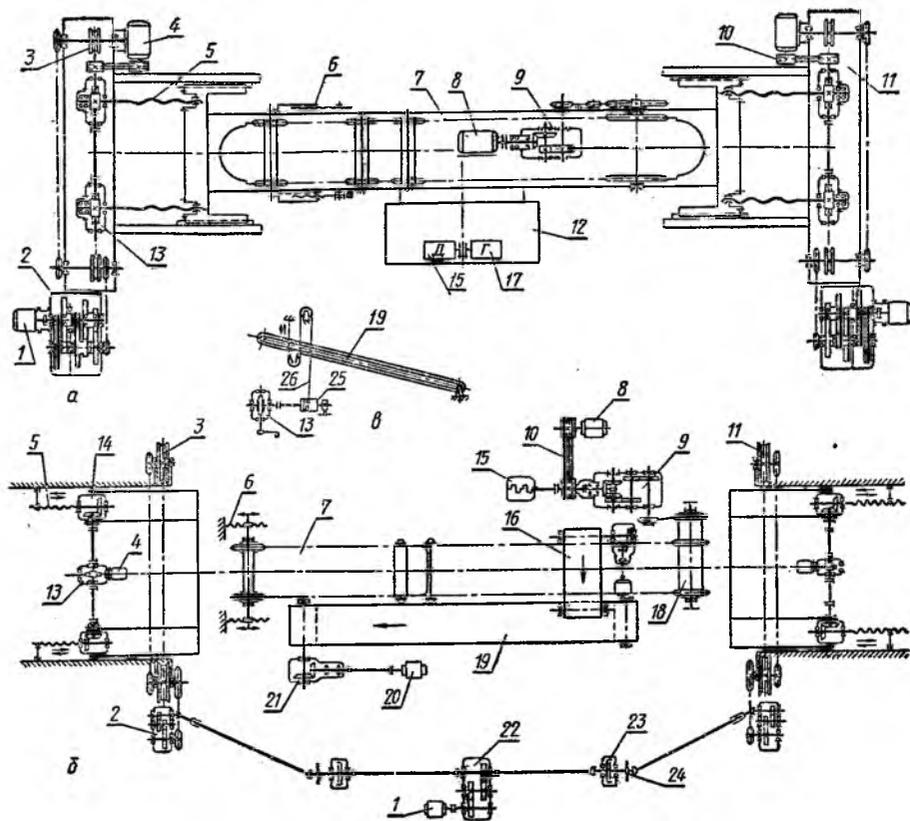


Рис. 25. Кинематические схемы профилировщиков с многоковшовыми рабочими органами на рельсовом ходу:

a — профилировщика без отвального транспортера; *б* — профилировщика с отвальным транспортером; *в* — то же, механизм подъема отвального транспортера; 1 — электродвигатель механизма передвижения; 2, 22 — редуктор механизма передвижения; 3, 11 — ходовые тележки; 4 — электродвигатель механизма подъема фермы; 5 — винтовой механизм подъема фермы; 6 — натяжное устройство ковшовой цепи; 7 — многоковшовый рабочий орган; 8 — электродвигатель привода рабочего органа; 9 — редуктор привода многоковшового рабочего органа; 10 — клиноременная передача; 12 — дизель-генераторная установка; 13 — червячный редуктор механизма подъема фермы или транспортера; 14 — конический редуктор механизма подъема фермы; 15 — двигатель внутреннего сгорания (дизель); 16 — приемный транспортер; 17 — генератор; 18 — ведущий барабан; 19 — отвальный транспортер; 20 — электродвигатель отвального транспортера; 21 — конический редуктор привода транспортера; 23 — электромагнитная муфта; 24 — тормоз; 25 — барабан; 26 — канатный полиспаст.

вой линии и перемещающим срезанный грунт на необработанную поверхность откоса. Все агрегаты и узлы машины монтируются на ферме 5, которая состоит из отдельных секций и перемещается на ходовых тележках 8 и 1 по рельсам 7.

Толщину срезаемой ковшами стружки грунта регулируют подъемом или опусканием фермы относительно ходовых тележек четырьмя вертикальными винтовыми домкратами 9. Машина имеет многомоторный электропривод всех механизмов с питанием от сети через кабель (рис. 23, з) и централизованным управлением с пульта из кабины 14.

Многоковшовые профилировщики каналов имеют одну или две многоковшовых цепи и двустороннюю или чаще одностороннюю разгрузку разработанного грунта непосредственно многоковшовым рабочим органом на берму каналов глубиной до 1,5 м (рис. 24, а), или через посредство приемного 31 и отвального 28 (рис. 24, в) ленточных транспортеров. Одностороннюю разгрузку транспортерами применяют при планировке каналов глубиной до 3 м, двустороннюю — для каналов

глубиной свыше 3 м. Многоковшовые профилировщики передвигаются по бермам на рельсовом или гусеничном ходу.

Ходовые тележки (рис. 24, б) обеспечивают движение профилировщиков по рельсовому пути 6. Перемещение фермы 4 по вертикали для регулирования толщины срезаемой стружки грунта осуществляется винтовыми подъемными механизмами фермы с подъемными винтами 16.

Два откосных отвала 3 и один донный 1 бермоочистителя 5 зачищают откосы и дно канала и бермы от грунта, высыпающегося из ковшей рабочего органа. Силовая дизель-электрическая установка 14 (рис. 24, а) и 30 (рис. 24, в) обеспечивает многомоторный электропривод всех механизмов профилировщика (рис. 25).

Профилировщики с двухсторонней разгрузкой передвигаются на бермах по рельсам на четырех ходовых тележках и имеют два многоковшовых рабочих органа поперечного копания. Каждый из них планирует один откос и часть дна, которые зачищаются ножами, находящимися сзади ковшовых линий. Разработанный грунт перемещается двумя отвальными транспортерами в кавальеры по обе стороны канала.

Планировщики поперечного действия с комбинированным рабочим органом. Шнеки 12 и 14 (рис. 26) планируют поверхность и транспортируют грунт к ротору 6, который разгружает его на подающий 11 и затем отвальный 2 транспортеры. Шнеки закрыты полукожухами 16, предотвращающими сыпание грунта. К нижней части полукожухов прикреплены зачистные ножи 17, окончательно профилирующие откос канала. Для изменения ширины канала по дну устанавливают сменные козырьки на ковши и зачистное устройство ротора. Угол наклона шнека 14 можно изменять гидроцилиндром 13, что позволяет профилировать каналы с различным заложением откосов.

Верхняя опорная ходовая тележка 20 на гусеничном ходу перемещается по берме, а две нижние — 5, 7 по дну канала. Положение верхней ходовой тележки может меняться относительно рамы при помощи параллелограммного навесного устройства 19 и гидроцилиндра 21. Наклон рамы рабочего органа регулируется автоматически и устанавливается гидроцилиндрами 13 и 21 при помощи ртутного регулятора поперечного наклона. Заданный курс движения обеспечивается системой автоматического управления на базе копиной проволоки (см. гл. 12). Шнекороторное оборудование устанавливается также на неполнопрофильных откосопланировщиках на рельсовом ходу.

Неполнопрофильные откосопланировщики с комбинированным рабочим органом на двух гусеничных тележках 33 (рис. 22, к) применяют для профилирования полного сечения канала, при этом обе гусеничные тележки с параллелограммной навеской 32 рамы, управляемые гидроцилиндрами 35, движутся по бермам.

Привод ротора, шнеков и отвального транспортера осуществляется от трех двигателей внутреннего сгорания через посредство цепных и карданных передач.

Отвальные откосопланировщики с пассивным рабочим органом. Они бывают с откосопланировочным отвалом (откосником) на основном рабочем органе — отвале (рис. 22, д, е) и на специальной раме на тракторе (рис. 22, ж, з) или автогрейдере (рис. 22, и). Откосопланировочный отвал (откосник), смонтированный на отвале бульдозера (рис. 22, д), устанавливается в рабочем положении с углом захвата 40—70° и перемещает грунт, как правило, вниз по откосу, по берме или дну канала. Откосник может поворачиваться в вертикальной плоскости и фиксироваться под углом 32—60° ниже или 57—80° выше опорной поверхности машины. Управление рабочим органом гидравлическое. Планировка откоса осуществляется за два — четыре прохода. Аналогично устанавливаются откосники на отвалы грейдеров и автогрейдеров (рис.

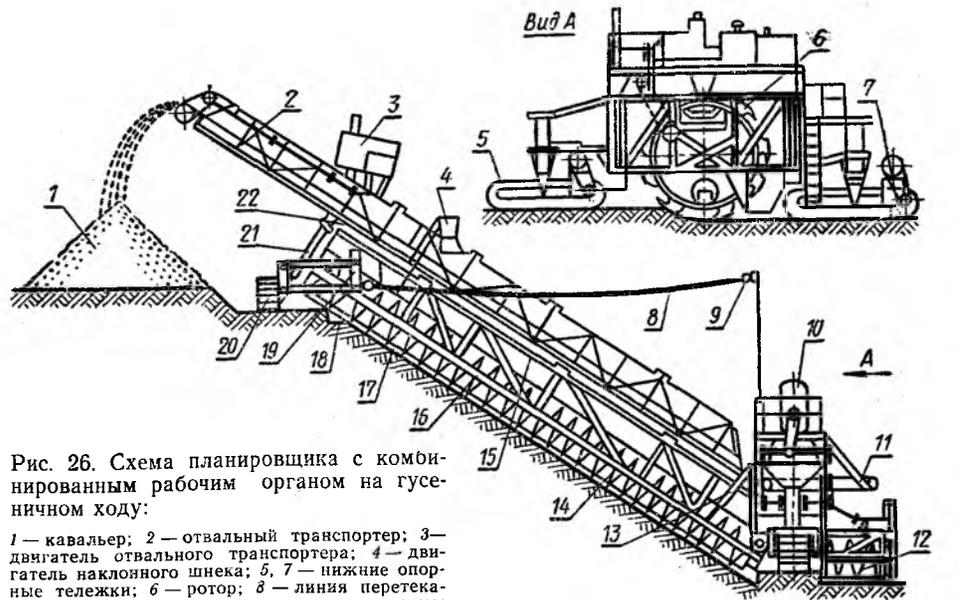


Рис. 26. Схема планировщика с комбинированным рабочим органом на гусеничном ходу:

1 — кавальер; 2 — отвальный транспортер; 3 — двигатель отвального транспортера; 4 — двигатель наклонного шнека; 5, 7 — нижние опорные тележки; 6 — ротор; 8 — линия перегиба ртутного регулятора поперечного наклона; 9 — ртутные выключатели регулятора поперечного наклона; 10 — главный двигатель; 11 — подающий транспортер; 12 — нижний шнек; 13 — гидрочилиндр наклона шнека; 14 — наклонный шнек; 15 — ферма; 16 — полукожух; 17 — зачистной нож; 18 — устройство для подрезания откоса; 19 — параллелограммное навесное устройство; 20 — верхняя опорная тележка; 21 — гидрочилиндр изменения положения тележки; 22 — рама.

22, e). Откосы канала планируют сначала верхними, затем нижними продольными проходками машин.

Планировка откосов с верхней и нижней проходками автогрейдером или бульдозером с откосниками позволяет обрабатывать откосы каналов глубиной до 3,5 м. Недостаток этого способа — необходимость удаления грунта в процессе работы у основания откоса.

Отвальные откосопланировщики с рабочим органом (отвалом), смонтированным на специальной раме на тракторах (рис. 22, ж, з) и на автогрейдерах (рис. 22, и), осуществляют планировку поверхности с подъемом срезанного грунта вверх по откосу на бровку канала. Отвальный откосопланировщик на тракторе (рис. 27) осуществляет планировку откоса и бермы канала одновременно. В процессе планировки срезанный грунт перемещается отвалом 1 вверх по откосу на бровку и разравнивается на ней задним отвалом 5. Основным рабочим органом служит боковой отвал 1 длиной 6—7 м с открьлком 16, навешиваемый на специальную раму 2, поднимаемую гидрочилиндром 9. Отвал устанавливается в рабочее или транспортное положение двумя гидрочилиндрами: подъема и опускания 3 и поворота 4 рабочего органа. Угол захвата отвала зависит от заложения откоса и изменяется от 20 до 90°.

Сзади трактора на специальную раму посредством кронштейнов 8 навешивается задний отвал 5, осуществляющий планировку бермы. Отвал устанавливается с углом захвата 45° и опирается на две регулируемые по высоте опорные лыжи 6, что позволяет разравнивать перемещаемый грунт слоем необходимой толщины. К заднему отвалу на кронштейне закреплен стабилизатор 7 с гидравлическим управлением, обеспечивающий прямолинейность движения откосопланировщика.

Сменное планировочное оборудование универсальных экскаваторов. Рабочий орган — ковш или скребок 28 (рис. 22, г), закрепленный на рабочей тележке 29, перемещается по направляющим балкам вдоль специальной стрелы 9. Внизу ферма стрелы имеет изогнутую форму, позволяющую рабочему органу планировать откос в месте его сопряжения с

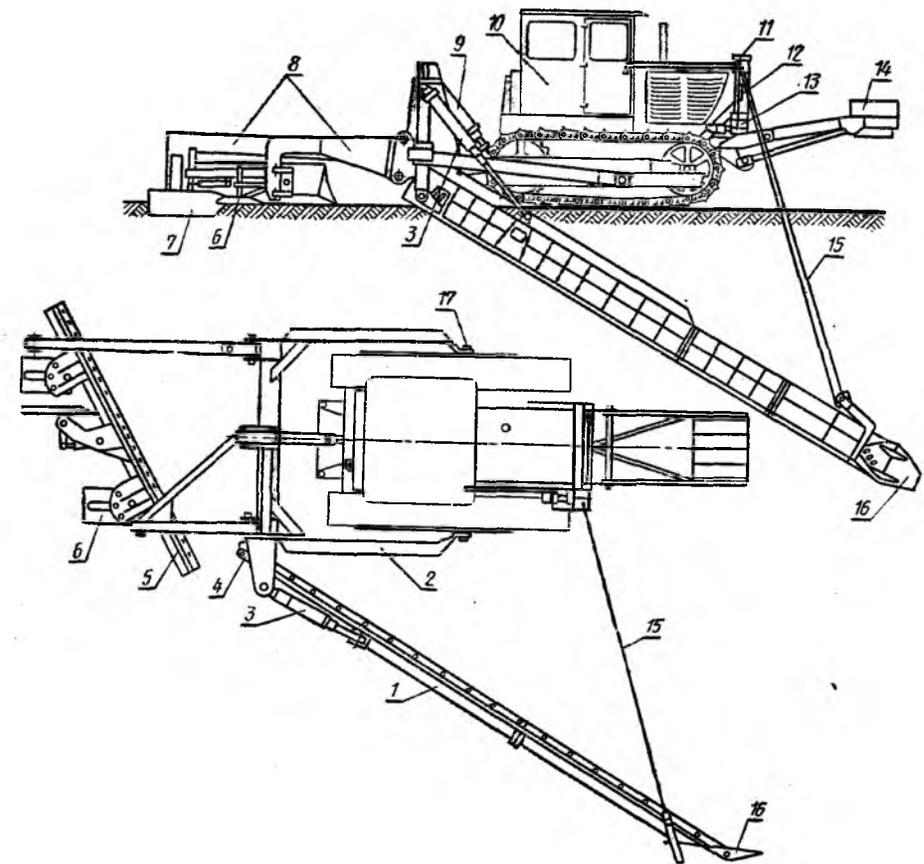


Рис. 27. Отвальный откосопланировщик на тракторе:

1 — боковой отвал; 2 — специальная рама; 3, 4 — гидрочилиндры подъема и поворота бокового отвала; 5 — задний отвал; 6 — опорная лыжа; 7 — стабилизатор; 8 — кронштейны; 9 — гидрочилиндр подъема и опускания специальной рамы; 10 — трактор; 11 — передняя рама; 12 — стопорный барабан; 13 — лебедка; 14 — противовес; 15 — разгрузочный канат; 16 — открьлок; 17 — упряжной шарнир.

дном канала. Перемещение рабочего органа вверх и вниз осуществляется тягачом канатом 10, закрепленным с обеих сторон тележки, при помощи двух барабанов главной лебедки экскаватора 8 или специальной лебедки. Поверхность откоса планируют движением скребка вверх или вниз, ковшом — только вверх по откосу.

Лучшее качество и более высокая точность планировки достигается применением сменного навесного оборудования к одноковшовым экскаваторам, имеющим дополнительную опору на рельсовый путь (рис. 22, б). Такое оборудование позволяет планировать откосы каналов под бетонную облицовку. Рабочие органы (бездонный ковш и уплотняющий каток) крепятся к рабочей тележке 11, перемещающейся по нижнему поясу решетчатой стрелы 9, при помощи канатов 10 и 12.

Для планировки откосов одноковшовыми экскаваторами применяют также специальные ковши драглайна (рис. 22, б), выполняемые с гладкой, уширенной до 2—3 м режущей кромкой, а также с уширенным ковшом на двухпараллелограммной навеске или обратной лопаты с планирующим механизмом*.

* Сменное мелиоративное оборудование к одноковшовым гидравлическим экскаваторам. ЦНИИТЭСтроймаш, 1976.

Т а б л и ц а 6. Параметры машин для планировки дна и откосов каналов

Машины	Параметры каналов			Качество поверхности (высота неровностей, см)	Рабочая скорость, м/с	Масса машины, т	Установленная мощность двигателей, кВт	Техническая производительность, м³/ч	Основные параметры рабочего органа
	глубина, м	ширина по дну, м	коэффициент заложения откосов						
Неполнопрофильные планировщики, откосопланировщики									
Многоковшовые на рельсовом ходу	2,5—8	3—8	1,5—2,0	До 3	0,006—0,05	22—40	40—110	50—200	Емкость ковша 0,02—0,05 м³
С комбинированным рабочим органом на гусеничном ходу	2,5—7,2	3—20	1—3	2—3	0—0,08		370	300	Диаметры: ротора 4,2 м, шнека 1,4 м
То же, на рельсовом ходу	2,4—6,0	3—8	1—3	2—3	0,005—0,05	40—50	100	200—250	То же, 3,3 и 1 м
Отвалы на тракторах и автогрейдерх	0,5—2,5	0,2—2,5	0,5—3,0	5—6	0,8—1,0	10—20	40—73	100—200	Длина отвала до 7 м
Бульдозеры, грейдеры и автогрейдеры с откосниками	1,0—3,0	0,2—2,5	1,0—3,0	5—6	0,8—1,0	7—20	40—130	50—180	Длина откосника 1,5—4,2 м
Одноковшовое или односкребковое планировочное оборудование на одноковшовых экскаваторах	2—10	Более 2,5	1,5—3,0	3—6	—	8—28	40—62	10—200	Емкость ковша 0,4—0,65 м³
С планировочным ковшем драглайна	До 12	Более 0,8	1,0—3,0	5—6	—	11—22	37—65	10—30	Емкость ковша 0,4—0,8 м³
Профилировщики									
Многоковшовые на рельсовом ходу	0,5—3,0	0,8—3,0	1,5—2,0	До 3	0,02—0,22	15—30	20—80	20—120	Емкость ковша 0,02—0,05 м³
С комбинированным рабочим органом на гусеничном ходу	1,8—3,0	2,4—9,0	1,0—2,0	До 3	До 0,075	15—65	73—185	75—380	—

Общий недостаток планировщиков каналов циклического действия (одноковшовых и односкребковых) — низкая производительность (табл. 6), обуславливающая неэффективность использования одноковшовых экскаваторов для планировки каналов.

Основные направления развития и применения планировщиков каналов. Основным типом планировщиков каналов для последующей укладки антифильтрационных экранов будут и в дальнейшем машины с активными рабочими органами. Будет осуществляться постепенный переход от тяжелых многоковшовых рабочих органов к более компактным и легким — комбинированным (шнекороторным и др.). Тяжелые и громоздкие машины на рельсовом ходу вследствие трудоемкости прокладки рельсового пути будут заменяться машинами на гусеничном и пневмоколесном ходу с параллелограммной навеской и полной автоматизацией установки и направления движения рабочих органов. Неполнопрофильные планировщики на гусеничном ходу будут применяться для каналов глубиной более 3 м (табл. 6), а для каналов глубиной менее 3 м — профилировщики или неполнопрофильные планировщики на гусеничном и пневмоколесном ходу.

Для планировки откосов каналов глубиной до 3 м, не предназначенных под укладку антифильтрационных экранов, можно применять высокопроизводительные (табл. 6) откосопланировщики на тракторах и автогрейдерх с отвалом на специальной раме, поднимающие грунт на берму (рис. 27), или откосники на основных отвалах бульдозеров и автогрейдеров.

Планировочное оборудование циклического действия на одноковшовых экскаваторах следует применять только при отсутствии более совершенных и производительных машин или для планировки откосов глубоких каналов (табл. 6), когда не предъявляются высокие требования к качеству планировки.

§ 3. Машины для стабилизации откосов

Способы стабилизации откосов и дна каналов. Для стабилизации откосов осушительных каналов применяют: травосеяние, одерновку, каменную отмостку, крепление оснований откосов плетнем и деревянными щитами с забивкой кольев, укладку железобетонных плит и установку лотков.

Машина для гидропосева представляет собой полунавесное рабочее оборудование к гусеничному трактору 1 (рис. 28, а). На раме 2, охватывающей каток-цистерну 11, смонтирована поворотная колонка 5 с закрепленной на ней поливочной штангой 7. Штанга может перемещаться в вертикальной плоскости гидроцилиндром 6. На площадке оператора, имеющей ограждение 14, расположена стойка — кронштейн 3 с шарнирно закрепленным гидрометателем 4. Его рабочей частью служит универсальная насадка (рис. 28, б) дальнего и ближнего посева. Емкость катка-цистерны заполняется водой при помощи вакуумного насоса 13, а заправка ее твердыми компонентами и семенами осуществляется через люк 9 в торцевой стенке катка. Рабочая смесь перемешивается лопастной мешалкой, смонтированной внутри катка-цистерны.

В рабочем положении машина движется по берме канала параллельно бровке откоса. Рабочая жидкость подается фекальным насосом 12 через полую ось катка-цистерны 11 и трубопровод 10 в поливочную штангу 7, установленную параллельно плоскости откоса, и через щелевые насадки 8 поступает под давлением на поверхность; семена трав при этом заглубляются на 5—10 мм в грунт. Отдаленные и трудно доступные места обрабатывает оператор, находящийся на площадке машины,

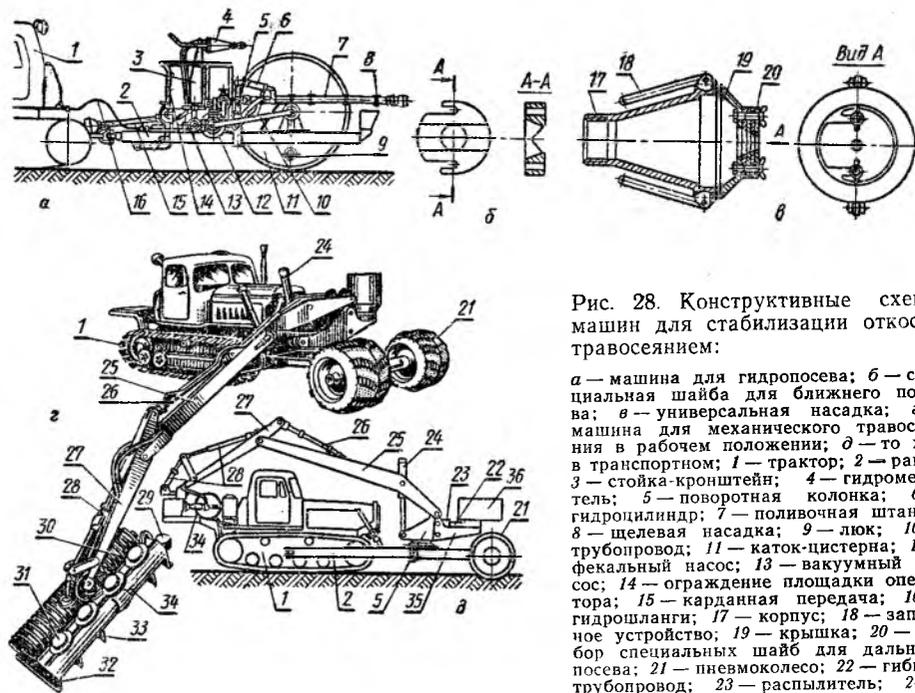


Рис. 28. Конструктивные схемы машин для стабилизации откосов травосеянием:

а — машина для гидропосева; б — специальная шайба для ближнего посева; в — универсальная насадка; г — машина для механического травосеяния в рабочем положении; д — то же, в транспортном; 1 — трактор; 2 — рама; 3 — стойка-кронштейн; 4 — гидрометатель; 5 — поворотная колонка; 6 — гидроцилиндр; 7 — поливочная штанга; 8 — щелевая насадка; 9 — люк; 10 — трубопровод; 11 — каток-цистерна; 12 — фекальный насос; 13 — вакуумный насос; 14 — ограждение площадки оператора; 15 — карданная передача; 16 — гидрошланги; 17 — корпус; 18 — запорное устройство; 19 — крышка; 20 — набор специальных шайб для дальнего посева; 21 — пневмоколесо; 22 — гибкий трубопровод; 23 — распылитель; 24 — гидроцилиндр стрелы; 25 — стрела; 26 — гидроцилиндр рукоятки; 27 — рукоять; 28 — гидроцилиндры рабочего органа; 29 — гидромотор; 30 — уплотняющий каток; 31 — бункер с дозирующим аппаратом; 32 — рама рабочего органа; 33 — рыхлитель; 34 — рабочий орган; 35 — кронштейн; 36 — аппарат для распыливания удобрений.

26 — гидроцилиндр рукоятки; 27 — рукоять; 28 — гидроцилиндры рабочего органа; 29 — гидромотор; 30 — уплотняющий каток; 31 — бункер с дозирующим аппаратом; 32 — рама рабочего органа; 33 — рыхлитель; 34 — рабочий орган; 35 — кронштейн; 36 — аппарат для распыливания удобрений.

направляя струю рабочей жидкости из гидрометателя 4. Производительность машины 4—15 тыс. м² в смену. Мешалка и фекальный насос 12 имеют привод от вала отбора мощности трактора 1 через цепную передачу, редуктор и карданную передачу 15. Привод вакуумного насоса осуществляется от гидромотора, подключенного к гидросистеме трактора через шланги 16.

Машина для механического травосеяния представляет собой полувесное (в рабочем положении) боковое, консольно расположенное оборудование к гусеничному трактору 1 (рис. 28, г, д). Рабочий орган 34 установлен на стреле 25 через посредство рукоятки 27. Стрела может поворачиваться на поворотной колонке 5, расположенной на раме 2, охватывающей трактор 1 и имеющей спереди опорные колеса с арочными шинами 21. Гидроцилиндрами 24, 26, 28 рабочий орган 34 устанавливается в нужное положение на откосе. В рабочем положении машина движется по берме канала. Рабочий орган 34, перемещаясь вдоль откоса, рыхлит грунт, высевает и заделывает семена, прикапывает поверхность откоса. На раме 32 рабочего органа смонтированы рыхлители 33, над каждым из которых установлены бункера с дозирующими аппаратами 31 с цепным приводом от уплотняющего катка 30. Привод рыхлителей 33 осуществляется от гидромотора 29.

Для внесения в почву удобрений на кронштейне 35 (рис. 28, д) поворотной колонки 5 устанавливается аппарат 36 для распыливания удобрений по поверхности откоса. Удобрения из аппарата подаются по гибкому трубопроводу 22 через распылитель 23 на поверхность откоса.

Машины для забивки кольев применяют при плетневом и щитовом креплении откосов в каналах шириной по дну не менее 0,6—0,8 м. Машина перемещается в рабочем положении по дну канала на одной гусенице. В средней части рамы машины установлена направляющая

Таблица 7. Основные параметры машин для посева трав на откосах каналов

Параметры	Механический посев	Гидропосев
Техническая производительность, м ² /ч	До 2000	До 10 000
Глубина канала, м	До 3	До 4
Заложение откосов	1—2	1—2
Установленная мощность, кВт	66	66
Масса, т	12	11,3

стойка, на траверсе которой по обе стороны от гусеницы расположены вертикально два рабочих гидроцилиндра. Своими штоками они вдавливают колья в грунт. Для устойчивого положения машины во время работы на раме установлены опорные лапы, выдвигаемые гидроцилиндрами почти до упора в откосы канала. Машина перемещается циклически. Движение гусеницы осуществляется возвратно-поступательным ходом штока гидроцилиндра, который поворачивает храповое колесо привода гусеницы на угол, соответствующий шагу забивки кольев. На раме машины установлены двигатель и насосная станция гидропривода мощностью 9,8 кВт. Машина может погружать колья на глубину до 0,8 м с шагом забивки 0,5—1,2 м. Производительность машины до 600 кольев в час, обслуживающий персонал — 2 человека.

Основные направления развития машин для стабилизации откосов. Наиболее перспективны машины для гидропосева трав (табл. 7), так как они эффективно заделывают семена в почву с внесением удобрений и одновременным поливом. Проектируют также комплекты машин для нанесения гумусного слоя и посева.

Машины для одерновки откосов находятся в стадии конструирования и испытания, однако механизация процесса одерновки более сложна и менее производительна, чем травосеяние.

Весьма трудоемкие плетневое и щитовое крепления откосов осушительных каналов с забивкой кольев, а также отмостка постепенно будут заменяться гидропосевом как более совершенным.

Будет также развиваться крепление откосов плитами и установка железобетонных лотков.

Глава 4. МАШИНЫ ДЛЯ УСТРОЙСТВА АНТИФИЛЬТРАЦИОННЫХ ЭКРАНОВ ОРОСИТЕЛЬНЫХ КАНАЛОВ

§ 1. Антифильтрационные экраны. Общая классификация машин и их назначение

Антифильтрационные экраны бывают в виде: слоя уплотненного грунта по периметру канала, слоя, укрепленного (стабилизированного) вяжущими или полимерными материалами грунта, облицовок из монолитного бетона, железобетона или асфальтобетона, облицовок из сборных элементов заводского изготовления (железобетонные плиты, асфальтовые маты и др.), облицовок из защищенных полимерных пленок, битумных экранов. В настоящее время применение находят экраны из уплотненного грунта, монолитного и сборного бетона и железобетона, асфальтобетона и полимерных пленочных материалов. По технологическому процессу устройства антифильтрационные облицовки можно разделить на облицовки из материалов, приготавливаемых перед укладкой и распределяемых на поверхности дна и откосов с соответствующей

ющей обработкой, и облицовки и экраны из сборных элементов и материалов заводского изготовления.

Машины для устройства антифильтрационных экранов бывают для уплотнения грунта на дне и откосах каналов, для устройства монолитных бетонных и асфальтобетонных облицовок, для устройства сборных облицовок, для устройства защищенных пленочных экранов.

§ 2. Машины для уплотнения дна и откосов каналов

Дно и откосы каналов глубиной до 3 м можно уплотнять специальной машиной (рис. 29, а) с рабочим органом, представляющим собой вибротрамбовку 1 массой 4—5 т с двумя встроенными электродвигателями виброударного исполнения мощностью по 25 кВт каждый. Развиваемая вибротрамбовкой возмущающая сила достигает 250 кН при частоте ударов 500 в минуту. Вибротрамбовка 1 помещена на рукояти 4 и стреле 6 на тракторе 7, периодически передвигающемся по берме канала. При помощи гидроцилиндров 3, 5 и лебедки 9 вибротрамбовка перемещается по всему периметру сечения канала, обеспечивая сплошное уплотнение поверхности дна и откосов до глубины 0,8 м. Такая машина может уплотнять грунт на глубину до 0,8 м с шириной захвата до 5 м при производительности 300—350 м³/ч.

Поворотную вибротрамбовку 12 (рис. 29, б) с гидроприводом устанавливают на рукояти экскаватора 16 для уплотнения дна и откосов.

Откосы каналов глубиной более 3 м уплотняют с помощью вальцовых 23 (рис. 29, д) или плоских 18 (рис. 29, г) трамбовок, применяемых на одноковшовых экскаваторах 16 в качестве сменного оборудования, а дно каналов — с помощью общестроительных трамбуемых машин.

Для малых каналов с шириной по дну менее 1,5—2 м может быть

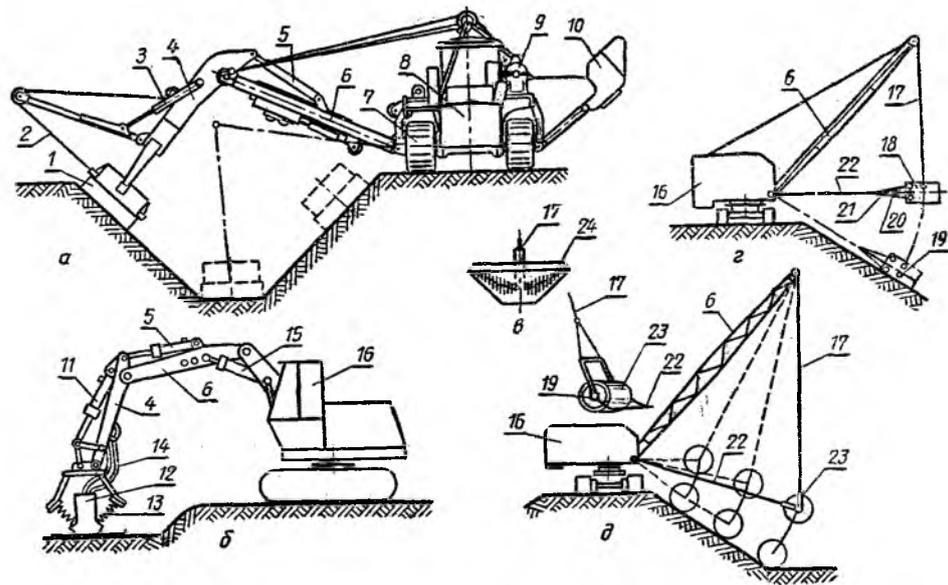


Рис. 29. Схема рабочих органов и машин для уплотнения грунта в каналах:

а — навесная машина с вибротрамбовочным рабочим органом; б — то же, на экскаваторе; в — профильная трамбовка; г — плоская трамбовка на экскаваторе; д — то же, вальцовая трамбовка; е — одномассовая вибротрамбовка с дебалансовым возбудителем колебаний; ж — вибротрамбовка с гидромотором; 1 — рукоять; 2 — удерживающая расчалка; 3 — гидроцилиндр расчалки; 4 — рукоять; 5 — гидроцилиндр рукояти; 6 — стрела; 7 — базовый трактор; 8 — генератор; 9 — лебедка стрелы; 10 — контргруз; 11 — гидроцилиндр установки рабочего органа; 12 — вибротрамбовка с гидромотором; 13 — пружины; 14 — гидрошланги; 15 — гидрораспределитель стрелы; 16 — экскаватор; 17 — подъемный канат; 18 — плоская трамбовка; 19 — ось; 20, 21 — стropy; 22 — тяговый канат; 23 — вальцовая трамбовка; 24 — профильная трамбовка.

использован метод штампования при сбрасывании продольной трамбовки 24 (рис. 29, в) с высоты 1—1,5 м.

Если уплотнение грунтов является одним из самых дешевых и простых способов борьбы с потерями воды на фильтрацию, то экраны требуют периодического доуплотнения. Следует отметить, что слой, уплотненный трамбовками, неравномерен по плотности и толщине. Уплотнение трамбовками малопродуктивно и способствует быстрому износу экскаваторов.

§ 3. Машины для устройства монолитных бетонных и железобетонных облицовок

Машина должна выполнять следующие операции: распределение и разравнивание бетонной смеси слоем определенной толщины, уплотнение вибрированием, выглаживание поверхности. В случае необходимости нарезают ложные швы специальным устройством на самой машине или прорезают швы в бетоне специальной машиной — нарезчиком швов, покрывают поверхность бетона пленкообразующими материалами.

Бетоноукладчики (рис. 30) по способу бетонирования бывают поперечной (позиционного действия) и продольной укладки (работающие в движении). Машины позиционного действия (рис. 30, а, б) передвигаются вдоль канала с остановками, во время которых укладывают бетонную смесь, разравнивают и уплотняют ее в плоскости, перпендикулярной оси канала. Машинами, работающими в движении (рис. 30, в, г, д, е, ж), укладывают бетон, разравнивают и уплотняют его во время движения вдоль канала. Бетонной смесью загружают их на ходу.

По типу укладочно-разравнивающего оборудования бетоноукладочные машины бывают бункерные и безбункерные. Бункерные (рис. 30, а, б, в, г) укладывают и разравнивают бетон специальными передвиж-

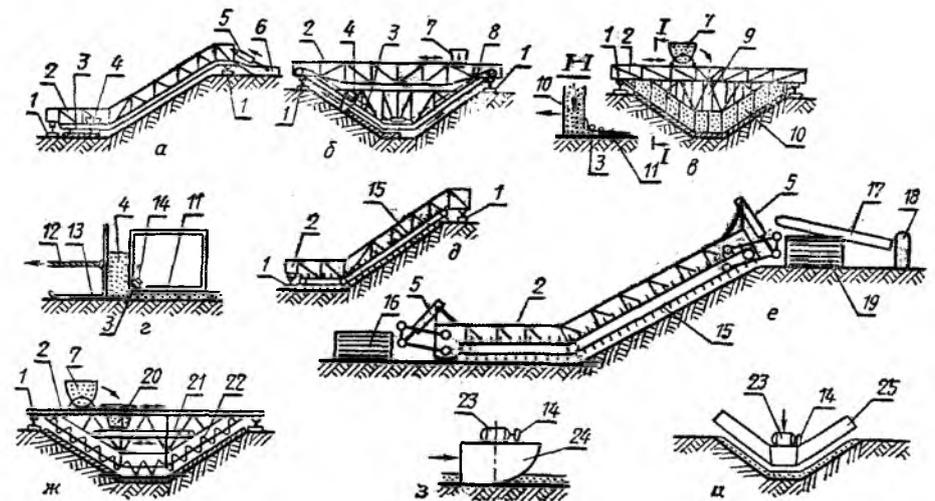


Рис. 30. Схемы бетоноукладчиков:

а — бункерный поперечной укладки неполнопрофильный; б — то же, полнопрофильный; в — полнопрофильный бункерный продольной укладки, движущийся по бермам; г — скользящая форма; д — неполнопрофильный скребковый безбункерный продольной укладки на рельсовом ходу; е — то же, на гусеничном ходу; ж — полнопрофильный шнековый укладчик; з, и — рабочие органы нарезчиков швов в бетонной облицовке; 1 — рельс; 2 — ферма; 3 — виброуплотнитель (уплотняющий виброробус или плита); 4, 10 — укладочный бункер; 5 — гидроцилиндр; 6 — загрузочный ковш; 7 — направляющая часть (поверхность скольжения); 8, 12 — тяговые канаты; 9 — литающие желоба; 11 — выглаживающая плита; 13 — направляющая часть (поверхность скольжения); 14 — вибраторы; 15 — цепь скребковая; 16, 19 — гусеницы; 17 — транспортер; 18 — колесо; 20 — промежуточный бункер; 21 — транспортер; 22 — шнек; 23 — мотор; 24 — вибронож; 25 — гильотинный нож.

ными укладочными устройствами (бункерами), а безбункерные (рис. 30, д, е, ж) разравнивают скребковыми или шнековыми рабочими органами бетон, подаваемый на поверхность дна и откосов различными транспортерами или загрузочными бункерами.

Различают *откосные* (неполнопрофильные, полупрофильные) бетоноукладчики (рис. 30, а, д, е) — машины для бетонирования откосов или откосов с частью дна, *полнопрофильные* бетоноукладчики (рис. 30, б, в, г, ж) — машины, бетонизирующие за один проход дно и откосы канала, и *донные* — для бетонирования дна, которые применяют в комплексе с откосными бетоноукладчиками.

Машины бывают самоходные (рис. 30, а, б, в, д, е, ж, з, и), прицепные (рис. 30, г) и на канатной тяге — лебедками (рис. 30, з).

По ходовому оборудованию различают машины, передвигающиеся по рельсам (рис. 30, а, б, в, д, ж), проложенным по дну и бермам, по откосам — на опорных поверхностях скольжения (скользящие формы, рис. 30, г), а также машины на гусеничном (рис. 30, е) и на пневмоколесном ходу.

Машины поперечной укладки. Они бывают неполно и полнопрофильные.

Неполнопрофильный (полупрофильный) бункерный бетоноукладчик (рис. 31, а, б) имеет наклонную ферму 5 с горизонтальной частью, которая состоит из отдельных секций и в рабочем положении параллельна бетонизируемому откосу и дну. По нижним поясам фермы проложены рельсы, по которым перемещают укладочный бункер 4 с секторным затвором и разравнивающей плитой, и уплотняющий вибробрус 2. Движение укладочного бункера осуществляется при помощи натянутых вдоль фермы втулочно-роликовых цепей, с которыми сцеплены ведущие звездочки 24, или реверсивным канатно-лебедочным механизмом. Во время рабочего хода вверх затвор бункера открыт и бетонная смесь поступает на поверхность откоса и разравнивается плитой. Уложенный слой бетона уплотняют вибробрусом 2, который движется вслед за укладочным бункером. Высоту установки вибробруса регулируют винтами 30. На укладчике навешивают подвижную опалубку 6, чтобы ограничить бетонизируемую полосу. Бетонирование проводят последовательными полосами, укладываясь встык. После бетонирования каждой полосы бетоноукладчик передвигается для укладки следующей.

Бетонная смесь подается в укладочный бункер 4 ковшом 13 скипового подъемника, рама 11 которого шарнирно прикреплена к основной ферме 5. Скиповый ковш 13 загружают при помощи загрузочного ковша 14, куда бетонная смесь подвозится автосамосвалами или автобетономешалками. Поднимают загрузочный ковш гидроцилиндрами 12, а скиповый — лебедкой 9.

Таким образом загружают машину бетонной смесью через дамбу при бетонировании канала в полувыемке-полунасыпи или в насыпи. При бетонировании канала в выемке скиповый подъемник снимают, и загрузочный ковш перегружает бетон прямо в укладочный бункер.

Бетоноукладчики перемещаются по рельсам, проложенным на бермах (дамбах) и по дну. Ферма 5 опирается на ходовые тележки — нижние 1 и верхние 10. Каждая тележка перемещается на ходовых катках. Катки верхних тележек — двухребордные, нижних — с гладким ободом, так как нижние катки должны двигаться по рельсу или по поверхности затвердевшей бетонной облицовки. Ферму можно поднимать и опускать с помощью винтов 18 электровинтовых домкратов для регулировки толщины укладываемого слоя.

Полнопрофильный бункерный бетоноукладчик работает по принципу неполнопрофильного, но имеет два укладочных бункера 4 (рис. 30, б),

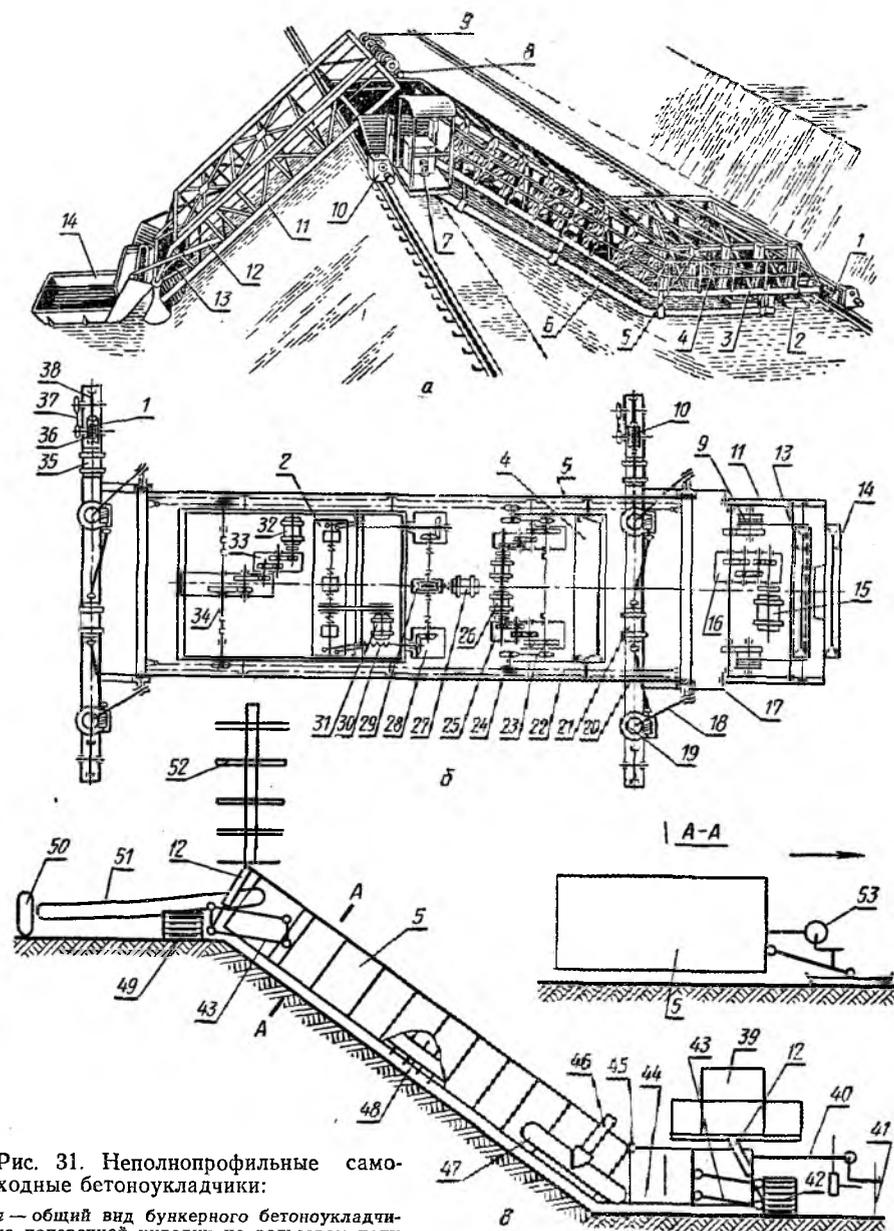


Рис. 31. Неполнопрофильные самоходные бетоноукладчики:

а — общий вид бункерного бетоноукладчика поперечной укладки на рельсовом ходу (для бетонирования канала в насыпи и полувыемке-полунасыпи); б — то же, кинематическая схема; в — схема общего вида безбункерного скребкового бетоноукладчика продольной укладки на гусеничном ходу; 1 — нижняя ходовая тележка; 2 — вибробрус; 3 — трап; 4 — укладочный бункер; 5 — ферма; 6 — опалубка; 7 — площадка управления; 8, 12 — гидроцилиндры; 9 — двухбарабанная лебедка; 10 — верхняя ходовая тележка; 11 — рама скипового подъемника; 13 — скиповый ковш; 14 — загрузочный ковш; 15, 16 — мотор и редуктор лебедки скипового подъемника; 17 — шарниры; 18 — винты подъемного механизма (механизмы регулировки толщины слоя); 19, 29, 36 — червячная передача; 20 — карданный вал; 21 — мотор подъемного механизма; 22 — втулочно-роликовые цепи; 23, 37 — цепные передачи; 24 — ведущие цепные звездочки; 25, 26 — редуктор и мотор механизма перемещения распределительного бункера; 27, 28, 30 — мотор, редукторы и винты подъемного механизма вибробруса; 31 — мотор вибробруса; 32, 33 — мотор и редуктор механизма перемещения вибробруса; 34 — ходовой вал вибробруса; 35 — мотор ходовой тележки; 38 — ведущее колесо; 39 — дизель-гидравлическая установка; 40 — датчики механизма автоматического выдерживания уклона и курса движения машины в плане; 41 — опорные стойки для копирного троса; 42, 49 — нижняя и верхняя гусеничные опоры; 43 — параллелограммная система рычагов для соединения фермы бетоноукладчика с гусеничными опорами; 44 — горизонтальная часть фермы; 45 — шарниры фермы; 46 — гидродомкраты; 47 — опорные бункера; 48 — скребковый транспортер — распределитель бетонной смеси по откосу и части дна; 49 — приводное опорное колесо ленточного транспортера; 51 — ленточный транспортер для приема бетонной смеси; 52 — катушка с намотанным закладным элементом (констопом); 53 — датчик системы автоматического регулирования толщины бетонного покрытия.

которые движутся в двух параллельных плоскостях. Для загрузки укладочных бункеров имеется загрузочный бункер 7, который перемещается в горизонтальной, а иногда и в вертикальной плоскости по рельсовому пути фермы 2. За рубежом применяют также комплекты из двух-трех машин на рельсовом ходу. В комплекте — первая машина укладочная, остальные — уплотняющая и отделочная (для отделки поверхности).

Машины продольной укладки. Они бывают неполно- и полнопрофильные. *Неполнопрофильный безбункерный скребковый бетоноукладчик* имеет наклонную ферму 5 (рис. 31, в), связанную шарнирами 45 с горизонтальной частью 44 фермы. Обе части закрепляются под углом заложения откоса. Внутри фермы помещается скребковый транспортер 48, который непрерывно распределяет и разравнивает бетонную смесь по откосу и части дна канала во время движения машины. Скребковый транспортер представляет собой две пластинчатые цепи, к которым прикреплены плоские пластины-скребки. Бетон на откос подается поворотным загрузочным транспортером 51, опирающимся на колесо 50, бетон на транспортер загружают на ходу непосредственно из транспортных средств. Под скребковым транспортером имеются перегородки треугольной формы, которые препятствуют сползанию бетонной смеси по откосу.

Для ограничения ширины укладываемого бетонного полотна снизу на дне и сверху на берме канала устанавливают съемные кронштейны верхней и нижней опалубки.

Предварительно поверхность бетона отделывают заглаживающей плитой, следующей за скребковым транспортером, а уплотняют вибраторами. На бетоноукладчике имеется три группы глубинных вибраторов — две на откосной 5 и одна на донной 44 частях фермы. Вибрация создается эксцентриками на специальном валу, проходящем вдоль всей фермы сзади скребкового транспортера. Каждая опора секционного вала установлена на круглом стержне, с одной стороны связанном листовой рессорой с рамой заглаживающего бруса, а другой стороной передающего вибрацию непосредственно бетонной смеси, уложенной на откосе и дне канала.

Бетоноукладчик передвигается на нижней 42 и верхней 49 гусеничных опорах, движущихся соответственно по поверхностям дна и бермы. Фермы 5 и 44 опираются на рамы гусеничных опор через рычаги шарнирных параллелограммных навесок 43, и могут подниматься и опускаться для регулирования толщины слоя бетона (без изменения угла наклона) — гидроцилиндрами 12. Последние управляются системой автоматического регулирования толщины слоя бетонного покрытия от датчика 53, опирающегося на контрольную лыжу. Копирная система от троса автоматически регулирует курс и выдерживает уклон. Над верхней частью рамы установлены катушки с констопами, закладываемыми продольно в слой бетона.

Для выхода бетоноукладчика из канала предусмотрены поворотные гусеничные тележки 47 на выносных кронштейнах 46.

Привод всех механизмов — от многомоторной дизель-гидравлической установки 39, имеющей гидронасосную станцию, питающую гидромоторы отдельных механизмов.

Неполнопрофильные безбункерные бетоноукладчики есть также на рельсовом ходу.

Полнопрофильные бетоноукладчики бетонируют всю поверхность дна и откосов канала за один проход. Бетонную смесь распределяют по поверхности дна и откосов либо укладочным бункером, форма и размеры которого соответствуют каналу (рис. 30, г), либо распределительными шнеками (рис. 30, ж).

У полнопрофильных бункерных бетоноукладчиков укладочный бункер 9 (рис. 32, а, б) имеет трапециевидальную форму и расположен внутри трапециевидальной пространственной фермы 4.

При большом объеме бункера внутри него устанавливают поперечные перегородки, которые образуют отсеки укладочного бункера. При движении укладчика вдоль канала бетонная смесь из укладочного бункера, не имеющего дна, непрерывно поступает на поверхность дна и откосов, разравнивается плитами, установленными на задней стенке бункера, уплотняется поверхностными вибробрусками 10 или глубинными вибротрубками. Затем поверхность выглаживается брусками 12, которые размещены по всему периметру поперечного сечения канала и затирается затирающими брусками 11, совершающими поперечное перемещение на дне и откосах. Загружают бетонную смесь в укладочный бункер 9 при помощи раздаточного бункера 8, который перемещается по рельсам, проложенным на верхнем поясе фермы. Раздаточные бункера бывают самоходные с регулируемой выгрузкой смеси и на канатно-лебедочной тяге.

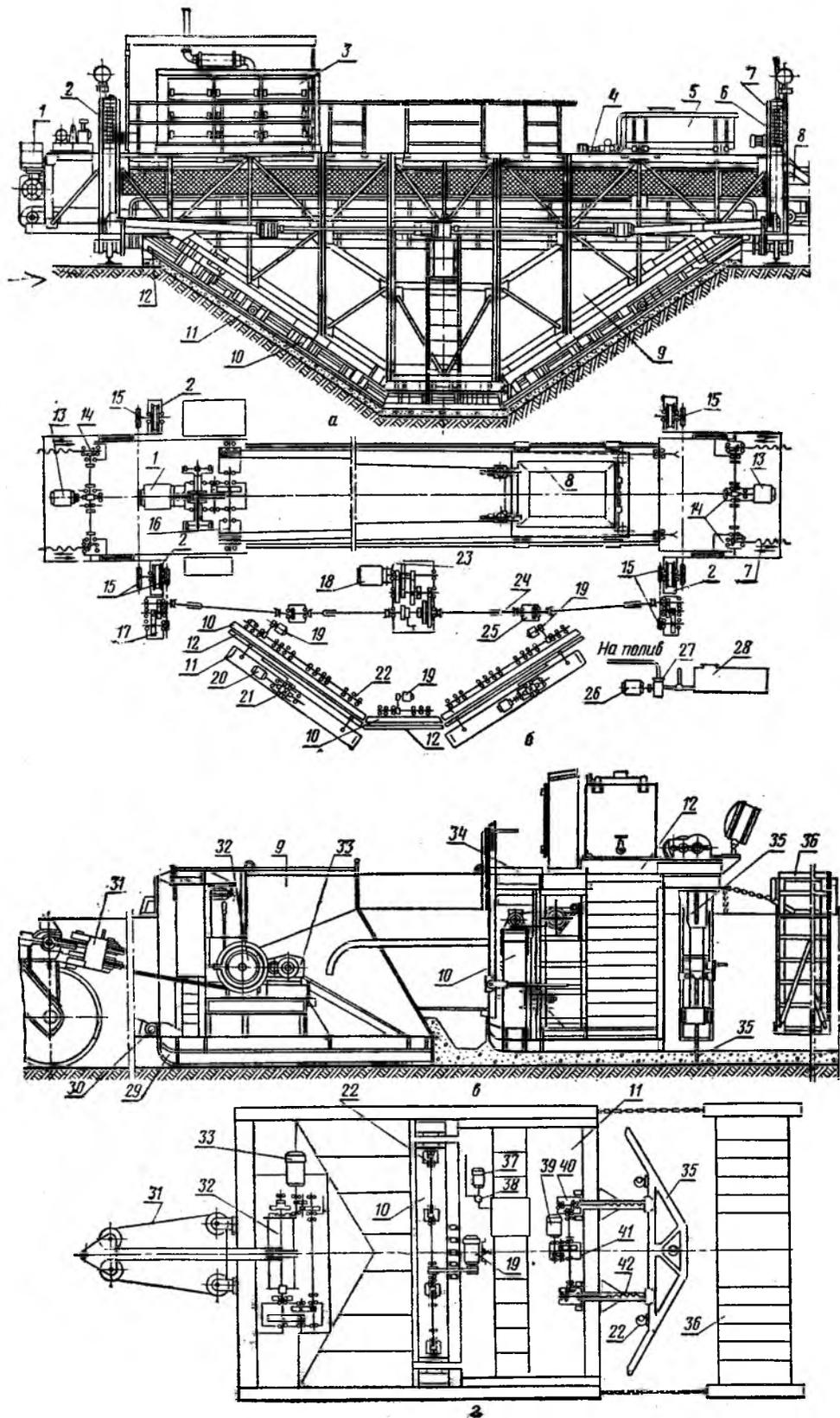
Для равномерного заполнения секций укладочного бункера в современных машинах раздаточный бункер оборудуют затвором и дозирочным блоком. По мере передвижения бункера бетонная смесь заполняет отсеки дозирочного блока и в отдозированном количестве поступает в секции укладочного бункера. Для ускорения загрузки современные машины оснащены перегружателем бетона с поворотным приемным и загрузочным ленточным транспортерами, движущимися по рельсу.

Самоходные бункерные укладчики передвигаются по рельсам. Ферма опирается на ходовые тележки 2 и 6 через винты 7 домкратов, которые позволяют поднимать и опускать ферму для регулировки толщины укладываемого слоя бетона.

Самоходные бункерные укладчики продольной и поперечной укладки всегда имеют многомоторный электропривод с питанием через кабель от временной сети или дизель-электрическую установку 3 (рис. 32, б) с бесступенчатым регулированием рабочих скоростей.

Скользящие виброформы применяют для бетонирования небольших каналов с периметром 4,5—5 м или дна каналов шириной до 2,5 м. Скользящая виброформа (рис. 32, в, г) имеет спереди направляющую часть 29. Размеры ее соответствуют размерам поперечного сечения канала. Направляющая часть образует поверхность скольжения, на которой передвигается (скользит) виброформа. Задняя стенка бункера поднята выше поверхности грунта на толщину разравниваемого слоя бетонной смеси. Уложенный слой уплотняется вибробрусом и выглаживается. Сзади некоторые виброформы имеют гильотинный нож 35 для нарезки поперечных швов в бетоне. Нож опускается электровинтовым механизмом 39, 40, 41, 42. Виброформы имеют приспособления для полива бетона пленкообразующей жидкостью, моечную систему 37, 38 и перемещаются тяговым усилием лебедки 32. Тяговый канат закрепляют на передвижной анкерной опоре или каналокопателе, прокладываемом канал. Привод полнопрофильных бетоноукладчиков — многомоторный дизель-электрический (рис. 32, б) или многомоторный с питанием от сети.

Полнопрофильный безбункерный бетоноукладчик разравнивает формующими брусками и уплотняет вибротрубками пластичный бетон, поступающий самотеком на поверхность дна и откосов из расходных бункеров, питаемых ленточными транспортерами. В продольные швы закладываются констопа. Бетоноукладчик движется по бермам на гусеничном ходу с параллелограммной навеской и автоматическим управлением.



Шнековые бетоноукладчики (рис. 30, ж) бетонную смесь, поступающую на откосы и дно через бункеры 7, 20 и транспортеры 21, разравнивают шнеками — на откосе двумя наклонными, на дне — одним горизонтальным, уплотняют виброплитами и выравнивают поверхность выглаживающими плитами.

Нарезчики швов. Они служат для прорезания продольных и поперечных швов в свежесложенной бетонной облицовке после прохода бетоноукладчика. Рабочий орган нарезчика швов — вибронож 24 (рис. 30, з), срезанный спереди по дуге окружности. На ноже устанавливается вибратор 14 с электромотором 23. Нарезают шов поступательным движением заглубленного в облицовку ножа с одновременным вибрированием.

Для нарезки поперечных швов ножи подвешивают по два или четыре через резиновые амортизаторы на передвижных ножевых каретках 13 (рис. 33, а, б). Чтобы прорезать шов, машина останавливается, каретки 13 при помощи канатно-лебедочного устройства 8, 10, 12 перемещаются по направляющим основной фермы 3 и ножи под действием вибратора прорезают шов в бетоне. Для нарезки продольных швов ножевые каретки закрепляют непосредственно на ферме машины и высоту их установки регулируют рейками. Швы прорезаются виброножами при движении машины вдоль канала.

Для прорезания поперечных швов в облицовке неглубоких каналов (глубиной до 1,5 м) нарезчик швов имеет плоский гильотинный нож (рис. 32, в, г) трапецидальной формы, которая соответствует поперечному сечению канала. Нож перемещается в вертикальных направляющих рамы двумя винтовыми механизмами 42, которые связаны между собой. На нем установлены электромеханические вибраторы 21. Для нарезания только поперечных швов вибронож опускают при остановках машины.

Кроме основных рабочих органов — виброножей, нарезчики швов имеют систему для нанесения пленкообразующих жидкостей (лак или битумная эмульсия). Пленкообразующая жидкость заливается в бак 26 (рис. 33, в), оборудованный электронагревателями 21 для подогрева битумной эмульсии и мешалкой 22. Жидкость подается насосом 24 через шланг в форсунку, которая расположена на подвижной поливочной каретке 16 с форсункой перемещается поперек канала или откоса и пленкообразующая жидкость наносится на всю поверхность бетонной облицовки. Для полива можно применять также ручную форсунку («удочку») 18.

Нарезчики швов передвигаются по тем же рельсам, что и укладочные машины на рельсовом ходу. Скорость нарезания швов — 2 м/мин, передвижения машины — 8—15 м/мин.

Рис. 32. Полнопрофильные бункерные бетоноукладчики продольной укладки:

а — общий вид бетоноукладчика на рельсовом ходу; б — то же, кинематическая схема; в — общий вид виброформы; г — то же, кинематическая схема; 1 — электродвигатель механизма передвижения раздаточного бункера; 2, 6 — ходовые тележки; 3 — дизель-электрическая установка и пульт управления; 4 — ферма; 5 — установка для увлажнения грунта; 7 — винты подъемных механизмов; 8 — раздаточный бункер; 9 — укладочный бункер; 10 — вибробрус; 11 — затирочный брус; 12 — заглаживающий брус; 13, 14 — электродвигатель и редукторы механизма подъема и опускания фермы; 15 — звездочки; 16 — двухбарабанная реверсивная лебедка механизма передвижения раздаточного бункера; 17, 18, 23 — редукторы механизма и электродвигатель передвижения бетоноукладчика; 19 — электродвигатель вибраторов; 20, 21 — электродвигатель и редуктор механизма качания затирочного бруса; 22 — вибраторы; 24 — карданно-телескопический вал; 25 — электромагнитная муфта с тормозом; 26 — электродвигатель установки для увлажнения грунта; 27, 38 — насос; 28 — водяной бак; 29 — направляющая часть виброформы; 30 — сценка; 31 — тяговые полиспасты; 32, 33 — электродвигатель и лебедка механизма передвижения виброформы; 34 — антивибрационная площадка; 35 — нарезчик поперечных швов гильотинного типа; 36 — прицепной трап; 37 — электродвигатель моечной системы; 39, 40, 41 — электродвигатель и редукторы механизма подъема и опускания виброножа; 42 — винты гильотинного ножа.

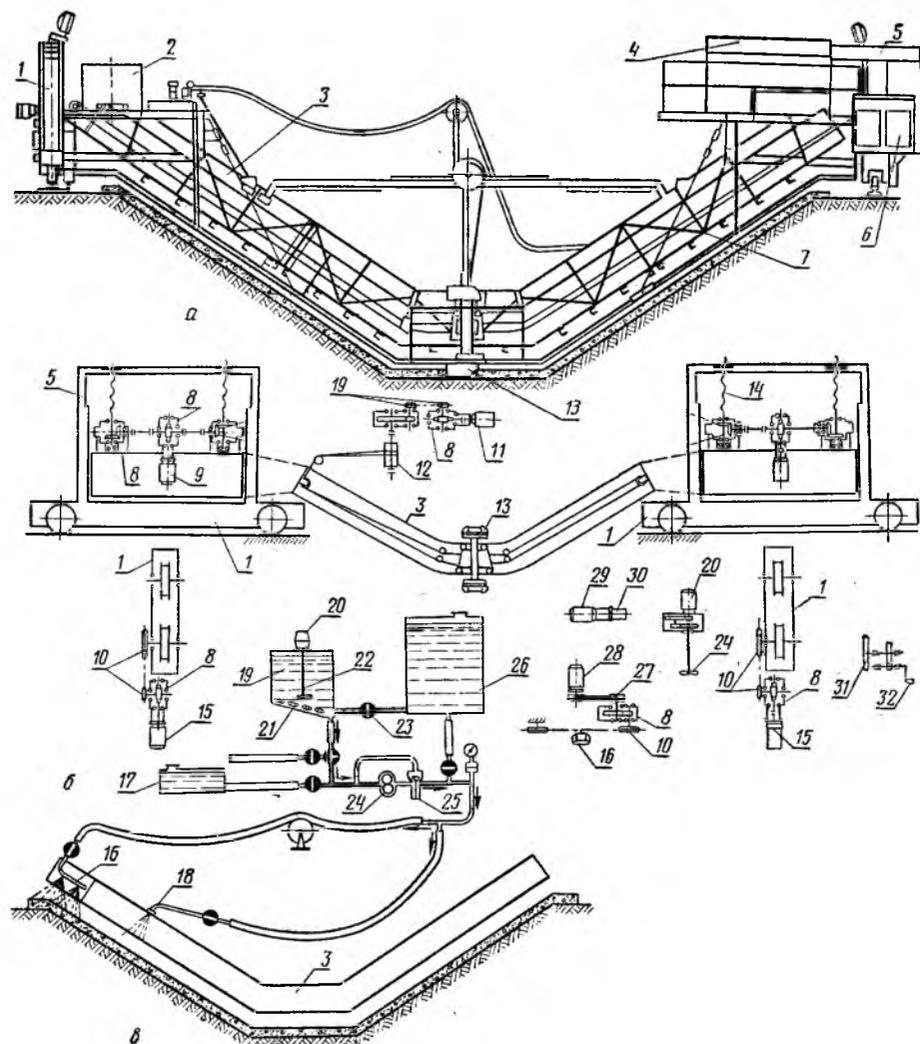


Рис. 33. Нарезчик швов:

a — общий вид; *b* — кинематическая схема; *в* — схема поливочного устройства; 1 — ходовая тележка; 2 — бак поливочного устройства; 3 — ферма; 4 — кабина; 5 — механизм подъема и опускания фермы; 6 — электрооборудование; 7 — трап; 8 — редукторы; 9 — электродвигатель механизма подъема фермы; 10 — звездочки; 11 — электродвигатель механизма перемещения ножовой каретки; 12 — барабан лебедки механизма перемещения каретки; 13 — нарезающее устройство каретки; 14 — винтовой домкрат; 15 — электродвигатель механизма передвижения машины; 16 — поливочная каретка; 17 — бак для промывочной жидкости; 18 — удочка для ручной поливки поверхности бетона эмульсией; 19 — бак для подогрева эмульсии; 20 — электродвигатель механизма перемещения эмульсии; 21 — электродвигатель; 22 — мешалка; 23 — запорный вентиль; 24, 30 — насос; 25 — перепускной клапан; 26 — основной бак; 27 — ременная передача; 28 — электродвигатель механизма передвижения каретки поливочной системы; 29, 31 — механизм подъема ножей; 32 — рукоятка.

В слое бетонной облицовки, укладываемом безбункерными бетоноукладчиками на гусеничном ходу (рис. 31, *в*) вместо температурных швов закладываются продольные констопы и специальными машинами — поперечные констопы (см. гл. 4, § 5).

§ 4. Машины для устройства асфальтобетонной облицовки

Асфальтобетонную смесь укладывают в горячем виде (до 150—180° С) и уплотняют катками, специальными уплотняющими брусьями (профильный шаблон) или вибробрусьями.

Асфальтоукладчик — скользящая виброформа (рис. 34, *a*) с направляющей частью 3 работает по схеме, показанной на рисунке 30, *г*. Из бункера 6 (рис. 34, *a*) асфальтобетон распределяется по всему периметру канала под действием силы тяжести, предварительно уплотняется двумя откосными и одним донным вибробрусьями. Задняя стенка бункера 6 имеет электроподогрев. Загрузка асфальтобетона с самосвала, через загрузочный ковш 10, поднимаемый рычагами 9, через полиспасты 8, лебедками 5. Тяга осуществляется лебедкой 4, через полиспаст 2, с блоком на траверсе 1. Траверса 1 навешена на якорном тракторе и укладывается поперек канала.

Скользкие виброформы укладывают асфальтобетон в каналах глубиной до 1,5 м и шириной по дну 1 м при заложении откосов 1 : 1,5. Производительность 16—20 м³/ч. Емкость бункера 4,5 м³, масса 14 т. Привод — многомоторный электрический с приводом от генератора на якорном тракторе.

При глубине канала 3—4 м с пологими откосами применяют откосные асфальтоукладчики со шнековым разравнивателем и уплотняющим катком (рис. 34, *б*). Укладочный бункер 6 распределяет на откосе смесь, которая разравнивается шнеком 21 и предварительно уплотняется катком 18. Смесь загружается в бункер транспортером 22. Машина перемещается на тракторной тяге и укладывает асфальтобетон на всю ширину откоса. Такие укладчики есть также полнопрофильные. Предварительное уплотнение проводят вибробрусьями, движущимися за укладчиком, или катками.

Для окончательного уплотнения асфальтобетонной смеси, уложенной виброформой, применяют самоходный трехвалцовый каток

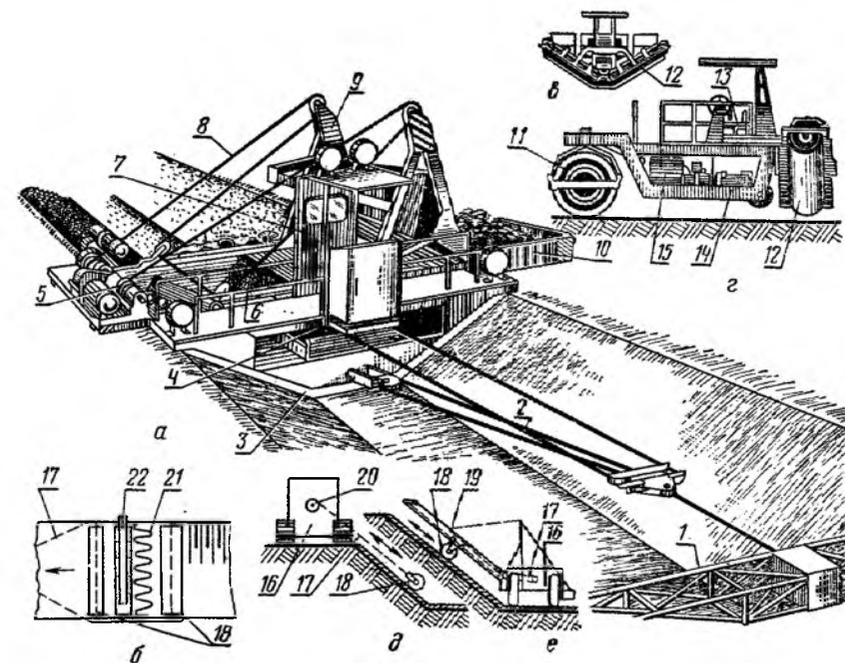


Рис. 34. Схемы асфальтоукладчиков продольной укладки и уплотняющих катков:

a — скользящая виброформа; *б* — откосный шнековый асфальтоукладчик; *в* — полнопрофильный самоходный каток продольной укладки (вид сзади); *г* — то же (вид сбоку); *д*, *е* — катки для поперечного уплотнения асфальтобетона на откосах; 1 — траверса якорного трактора; 2 — тяговый полиспаст виброформы; 3 — направляющая часть; 4, 20 — тяговая лебедка; 5 — лебедка загрузочного ковша; 6 — бункер; 7 — кабина управления; 8 — полиспаст загрузочного ковша; 9 — рычаги загрузочного ковша; 10 — загрузочный ковш; 11 — передний валец самоходного катка; 12 — задние откосные валцы; 13 — место моториста; 14 — рама; 15 — двигатель катка; 16 — трактор; 17 — тяговые канаты; 18 — катки; 19 — стрела; 21 — шнек; 22 — транспортер.

(рис. 34, в и г). Передний управляемый валец 11 уплотняет массу на дне, а наклонные ведущие вальцы 12 — на обоих откосах. Коток перемещается возвратно-поступательными движениями вдоль оси канала, обеспечивая необходимую плотность облицовки за 5—6 проходов. На откосах применяют навесной (рис. 34, е) или прицепной (рис. 34, д) катки на тракторе. Трактор 16 движется в первом случае по берме, во втором — по дну с периодическими остановками. Коток 18 во время остановок трактора уплотняет полосу облицовки возвратно-поступательными движениями поперек откоса при помощи реверсивной лебедки 20 и тяговых канатов 17. Затем трактор перемещается на ширину захвата катка (1,5—2 м) и начинается уплотнение новой полосы.

Для укладки асфальтобетона на откосах применяют также скользящую опалубку с уплотнением виброплитой.

§ 5. Машины для устройства сборных облицовок

В качестве элементов для сборных облицовок применяют железобетонные плиты, защищенные полимерные экраны, асфальтовые, битумно-щебеночные, бутил-каучуковые и другие маты.

Плитоукладчики наиболее часто применяют при укладке железобетонных плит на дно и откосы оросительных каналов. Плитоукладчики (рис. 35, а) делают на базе стреловых гусеничных кранов. Грузовая многоскоростная лебедка 4 крана используется для подъема, опускания и укладки железобетонной плиты при помощи стрелы 8, грузовой каретки, крюковой обоймы 9 и траверсы 10. Для укладки плит на откосы каналов применяют стропы разной длины в зависимости от заложения откосов или специальные гидроманипуляторы. На концах

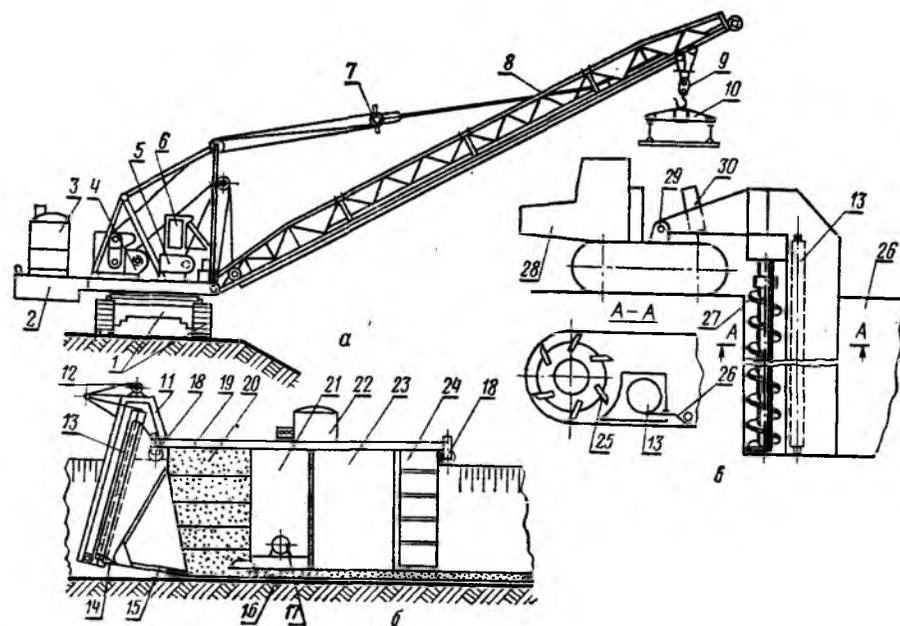


Рис. 35. Схемы машин для устройства сборных противофильтрационных облицовок:

а — общий вид плитоукладчика; б — общий вид машины для укладки защищенного полимерного экрана на откосах и дне канала; в — схема машины для устройства вертикального полимерного экрана; 1 — гусеничное ходовое оборудование; 2 — поворотная платформа; 3 — двигатель; 4, 5, 12 — лебедки; 6 — кабина; 7 — стреловой полиспаст; 8 — стрела с грузовой кареткой; 9 — крюковая обойма; 10 — траверса с набором строп различной длины; 11 — рама механизма раскладки пленки; 13 — барабан с полимерной пленкой; 14 — пленка, сложенная вдвое; 15 — развертывающее устройство раскладки пленки; 16 — пескобетон; 17 — вибратор вибробруса; 18 — ходовые тележки; 19 — основная рама; 20 — укладочный бункер для пескобетона; 21 — вибробрус; 22 — дизель-электрическая установка; 23 — заглаживающий брус; 24 — трап; 25 — режущие ножи; 26 — одинарная пленка; 27 — шнековый рабочий орган; 28 — трактор; 29 — шарнир; 30 — гидроцилиндр.

строп нужной длины имеются крюки для зацепления ушек арматуры плит. Наибольший вылет грузовой каретки при наклоне стрелы в 45° к горизонту составляет 16—18 м, грузоподъемность — до 30—40 кН, глубина опускания — до 5 м, производительность — 150—200 м²/ч.

Машины для устройства защищенных полимерных облицовок. Облицовки из полимерных пленок, укладываемых на дно и откосы канала, должны быть защищены от механических повреждений плитами, слоем грунта, стабилизированного вяжущим материалом или бетоном специального состава с наполнителем в виде песка (пескобетоном).

Машина для устройства защищенного пескобетоном полимерного экрана представляет собой самоходный бетоноукладчик продольной укладки, дооборудованный спереди специальной рамой 11 (рис. 35, б), лебедкой 12 для подвеса барабана 13 с намотанной на него полимерной пленкой 14, шириной, соответствующей периметру поперечного сечения, сложенной вдвое так, что сгиб пленки находился внизу. С помощью развертывающего устройства 15 для раскладки пленки, закрепленной в начале канала, последняя при движении бетоноукладчика под действием тягового усилия сматывается с барабана и укладывается на поверхность откосов и дна. На пленку бетоноукладчик укладывает, разравнивает и уплотняет слой пескобетона.

Машина со шнековым рабочим органом для устройства противофильтрационных экранов из полимерной пленки имеет трубчатый шнек 21 с витками, оснащенными режущими элементами 25. Разрыхленный в траншее грунт прижимает пленку 26, сматываемую с рулона 13, емкостью 80—100 м³ и протягиваемую в траншею тяговым усилием трактора 28, для чего пленка закрепляется в начале траншеи. Глубина укладки экранов достигает 4 м. Скорость вращения шнека 150 об/мин. Ширина траншеи равна 0,4 м; рабочее оборудование устанавливается гидроцилиндром 30 (рис. 35, в).

Самоходный заливщик швов заливает швы в монолитных и сборных бетонных облицовках каналов глубиной до 4 м, имеет набор оборудования, смонтированного на раме сварной конструкции, крепящейся к раме шасси автомобиля 1 (рис. 36, а, б, в). Генератор 11 с блоком компаундирующих трансформаторов 22, сопротивлений и реостатом 23 служат для питания электродвигателей 14, 20, 24, трансформатора 13, смесителя, электронагревателей котлов для битума и грунтовки (120°C) и имеет привод от двигателя машины 27 через коробку отбора мощности 28 и раздаточный редуктор. Компрессор 21 предназначен для подачи воздуха под давлением при продувке швов от пыли и мелких частиц грунта. Разогретая резинобитумная мастика подается насосом 33 в подогреваемые шланги для заполнения швов через наконечники. Техническая производительность — до 200 м/ч, глубина каналов до 4 м.

Для герметизации швов полимерными герметизирующими тиоколовыми мастиками самоходный заливщик швов имеет, кроме указанного оборудования, емкости с электроподогревом до 60° для основной и отверждающей пасты, которые подаются насосом в смеситель на заливочной тележке и из него непосредственно в заливочный наконечник. Швы шириной 20—50 мм и толщиной 4—12 мм.

Устройство для погружения гибких закладных элементов-констопов (рис. 36, д) представляет собой тяги 38 (рис. 36, г) с лыжей 41, закладной вибротрубой 43, имеющей форму констопа. При движении бетоноукладчика (рис. 31, в) констоп сматывается с барабана и поступает в облицовку через вибротрубу 43 (рис. 36, г), погруженную в свежеложенный бетон, заглаживание поверхности которого осуществляется лыжей 41. Привод вибротрубы 43 и лыжи 41 — от пневмовибраторов 42. Применение упругих констопов обеспечивает температурные зазоры без нарезки и заливки швов.

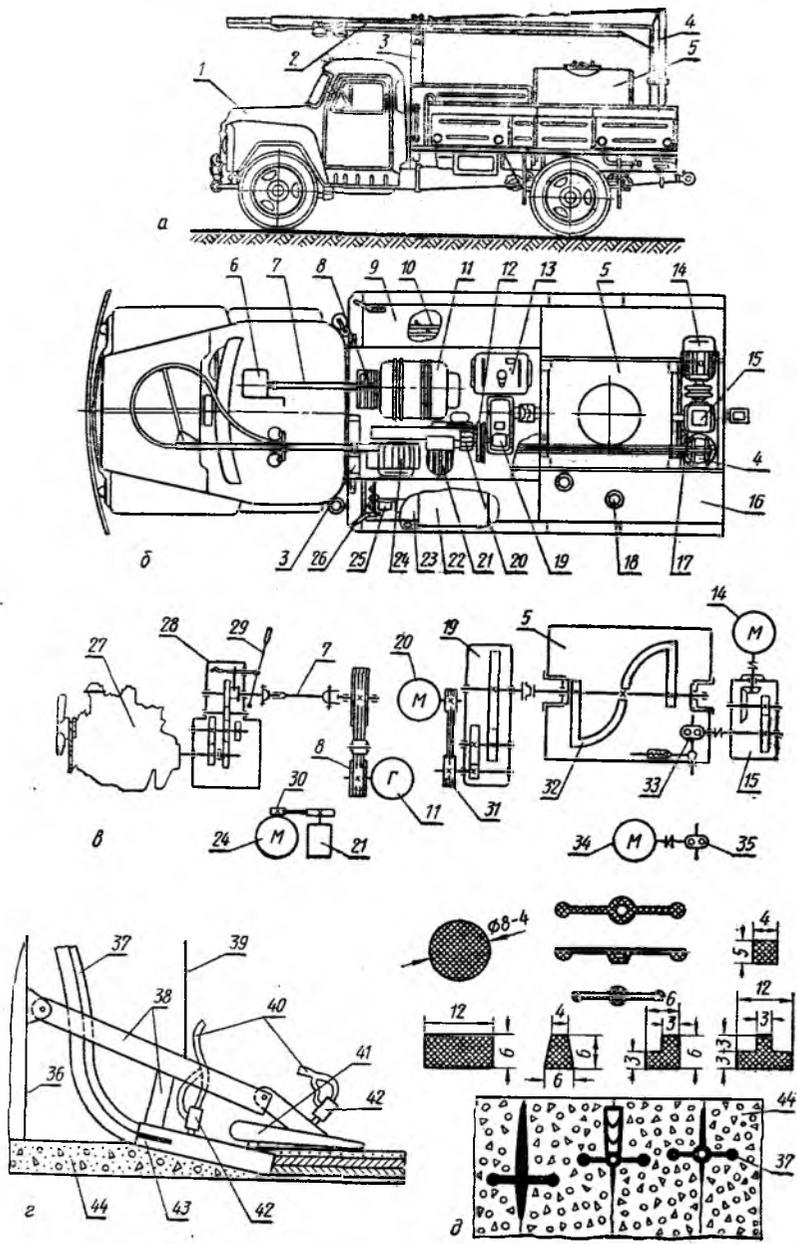


Рис. 36. Механизация заделки температурных швов:

а — общий вид машины для заливки швов; б — схема расстановки оборудования на машине; в — кинематическая схема; г — устройство для погружения закладных гибких элементов (констопов) в свежеложенный бетон; д — поперечные сечения закладных элементов для герметизации швов в сборных и монолитных облицовках; 1 — автошасси; 2 — стрела; 3 — опора; 4 — стойка; 5 — битумный котел; 6 — привод генератора; 7 — карданный вал; 8, 30, 31 — ременная передача; 9 — ящик; 10 — трапы; 11 — генератор; 12 — привод мешалки котла; 13 — трансформатор; 14 — электродвигатель привода битумного насоса; 15, 19 — редуктор; 16 — ящик промывочного устройства; 17 — трубопровод; 18 — промывочное устройство; 20 — электродвигатель привода мешалки; 21 — компрессор; 22 — блок комлаундирующих трансформаторов и сопротивлений; 23 — реостат; 24 — электродвигатель привода компрессора; 25 — электрический шкаф; 26 — пульт; 27 — двигатель автомобильный; 28 — коробка отбора мощности; 29 — рычаг включения; 32 — лопасть мешалки; 33 — битумный шестеренный насос; 34, 35 — электродвигатель и насос моющего устройства; 36 — задняя стенка фермы бетоноукладчика (при погружении продольного констопа) или металлоконструкция сиденья оператора (при погружении поперечного констопа); 37 — констоп; 38 — тяги; 39, 40 — пневмотрубопровод; 41 — заглаживающая лыжа; 42 — пневматический вибратор; 43 — вибротруба; 44 — бетонная облицовка.

§ 6. Направления и перспективы развития машин для устройства антифильтрационных экранов

Будут все шире использоваться высокоподвижные бетонные смеси с суперпластифицирующими добавками, что позволит упростить виброуплотнители и снизить энергоемкость.

Будут созданы более совершенные безбункерные бетоноукладчики на гусеничном ходу с автоматическим управлением, что позволит освободиться от трудоемкой прокладки рельс и значительно повысить производительность машин (табл. 8).

Будет значительно увеличена производительность существующих машин путем усовершенствования и увеличения интенсивности загрузки бетоном. Для этого разрабатываются конструкции высокопроизводительных передвижных бетонных заводов, увеличивается выпуск автобетоносмесителей емкостью барабана 1,8—2,5 м³ для подвоза и загрузки бетоноукладчиков на ходу, при помощи поворотных ленточных транспортеров, устанавливаемых на бетоноукладчиках, и передвижных перегружателей. Непрерывная загрузка бетоноукладчиков позволит уменьшить объем бункера, массу машины, повысить производительность, добиться более равномерного распределения бетонной смеси, снизить тяговое сопротивление.

Для улучшения качества облицовки в распределительных бункерах на выходе и по профилю дна и откосов будут устанавливать трубчатые глубинные вибраторы, работающие в сочетании с поверхностными вибраторами и заглаживающими брусками с поперечным качанием.

Будет улучшена и упрощена герметизация швов в монолитных и сборных облицовках путем закладки гибких профильных пластмассовых закладных элементов — констопов, а в сборных — заливки полимерными мастиками.

Для усовершенствования укладки сборных элементов будут создаваться плитоукладчики без применения ручного труда.

Таблица 8. Основные параметры бетоноукладчиков для бетонирования каналов

Параметры	Поперечной укладки		Продольной укладки		
	бункерные неполнопрофильные и откосные	бункерные полнопрофильные	безбункерные неполно- и полнопрофильные	бункерные полнопрофильные	скользящие виброформы
Емкость бункера, м ³	2,4—8	3,3—5	—	2,4—5	1,5—2
Толщина укладываемого слоя, см	6—30	6—20	10—20	6—15	6—15
Глубина канала, м	До 2,5—10	До 1,5—6	2,5—9	До 1,5—6	До 1—1,5
Ширина канала по дну, м	4—8 и более	1,5—8	3—20	0,8—2,5	0,6—1,2
Заложение откосов	1:1,5—1:2,5	1:1—1:2	1:1,5—1:3	1:1,5	1:1—1:2
Привод	Многомоторный электрический	Многомоторный электрический	Дизель-гидравлический и дизель-электрический	Многомоторный электрический и дизель-электрический	Механический и электрический
Мощность привода, кВт	50—125	120	125	50—100	10—15
Тип ходового оборудования	Рельсовый	Рельсовый	Гусеничный, и рельсовый	Рельсовый	Скользящая поверхность
Производительность, м ³ /ч	20—80	15	60—225	25—120	15—30
Скорость движения, м/мин	1,0—1,5	До 18,0	3—6	0,4—1,5	0,5—1,8
Масса, т	20—130	135	40—80	16—31	5—12

в канал); в пределах площади поперечного сечения канала по дну, откосам или плавучие (внутриканальные); по обеим бортам или дамбам, над каналом (седлающие).

Береговые каналочистители применяют при свободном проходе по ровной и широкой берме или дамбе, когда длина консольного рабочего органа достаточна для выполнения заданной операции; можно очищать канал при любом виде деформации и легко объезжать искусственные сооружения. Однако при консольной навеске рабочего органа неравномерно нагружается базовая машина, а неровная поверхность движения вызывает сильные колебания рабочего органа.

Внутриканальные каналочистители непрерывного действия используют, когда проезд по берме или дамбе невозможен, а также при очистке каналов больших размеров, отстойников, водохранилищ. Рабочий орган навешивают спереди, сзади или сбоку понтона или шасси на гусеничном, шагающем или лыжном ходу (в этом случае используют лебедочную тягу).

Седлающие машины (рис. 37, а, б) применяют при очистке мелких каналов, когда ширина канала поверху меньше, чем расстояние между гусеницами или колесами. Такие каналочистители устойчивы, могут перемещаться по узким дамбам и бермам, но возникают трудности при переходе через искусственные сооружения.

§ 2. Многоковшовые каналочистители

Многоковшовые каналочистители в большинстве случаев работают по принципу многоковшовых цепных экскаваторов поперечного копания (рис. 37, а, б). Ковши очищают от наносов и растительности один откос и часть дна (рис. 38, в), один откос (рис. 38, г) или только дно (рис. 38, д). Ковшовая рама 15 (рис. 38) имеет раздвижную (телескопическую) конструкцию, что позволяет очищать каналы различной глубины. Поворотное планирующее звено с направляющими роликами цепей 12 (рис. 37) на нижнем конце ковшовой рамы можно поворачивать червячной передачей 19 (рис. 38) для изменения угла между дном и откосами очищаемого канала и настройки на очистку дна и откоса или откоса или только дна (рис. 38, в, г, д) различной ширины. Грунт отбрасывается транспортером 14 (рис. 37) или метателем 13. Ковш крепится к каждой ветви тяговой цепи (рис. 38) двумя кронштейнами 2 и четырьмя пальцами 8. Ковш снабжен поворотным днищем 6 для принудительной разгрузки, укрепленным на оси 7.

Ковшовую раму 18 (рис. 37) поднимают и опускают лебедками или гидроцилиндрами 28, 29, находящимися внутри пилона (стойки) 2, через полиспасты 3 и 16 и изменяют угол ее наклона в зависимости от глубины канала и заложения откосов.

Главная особенность многоковшового каналочистителя — раздвижной гусеничный ход. Главная 11 и вспомогательная 7 гусеницы соединены двумя телескопическими трубами. Они образуют раздвижную телескопическую раму 6, соединяющую рамы обеих гусениц. Вспомогательная гусеница 7 имеет привод от двигателя машины через телескопический вал 33, и ее можно поворачивать по отношению к плоскости движения главной гусеницы на угол от 0 до 30° (рис. 37).

Изменяя ширину колеи гусеничного хода, можно очищать канал при движении гусениц по обеим бортам (рис. 37, а, б) либо по одной берме, то есть машина может работать как седлающая или как береговая. В последнем случае рабочий орган перевешивают на внешнюю сторону главной гусеницы.

Многоковшовые каналочистители бывают одномоторные с механическим, гидравлическим и гидромеханическим (рис. 37, е) приводами.

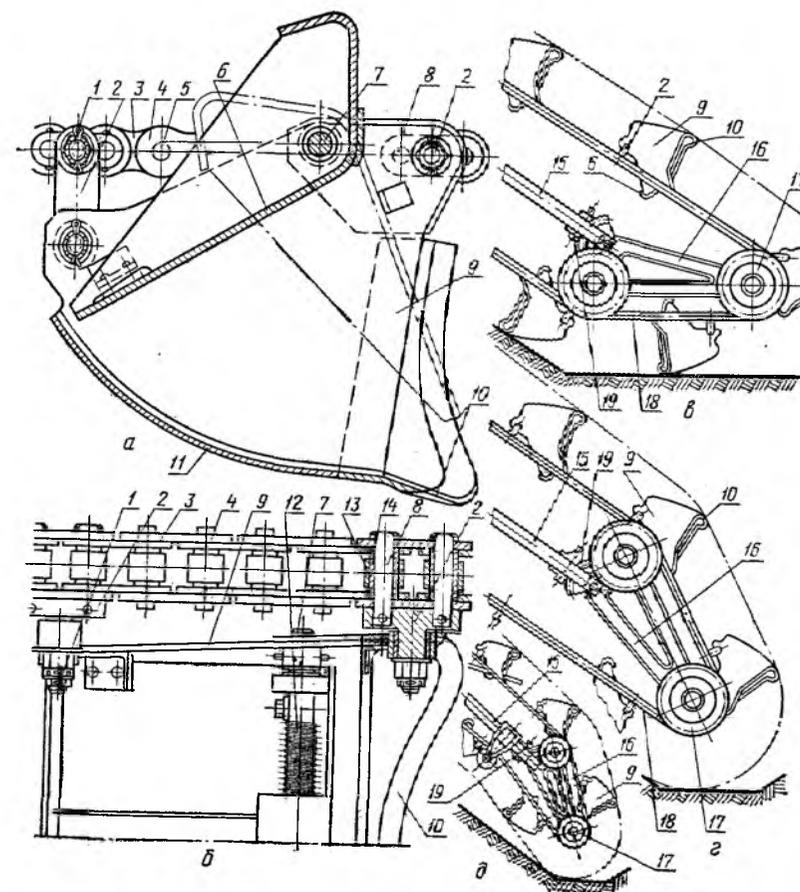


Рис. 38. Ковши и ковшовые цепи многоковшовых каналочистителей:

а — продольный разрез ковша; б — крепление ковша к цепи и ось поворотного днища; в — установка планирующего звена параллельно дну канала; г, д — то же под углом к дну канала; 1, 2 — гайки и кронштейны крепления ковша к цепям; 3, 4 — внутренняя и внешняя пластины; 5 — соединительный палец цепи; 6 — поворотное днище ковша; 7 — ось поворотного днища; 8 — пальцы крепления ковша; 9 — боковая стенка ковша; 10 — режущие кромки ковша; 11 — днище ковша; 12 — возвратная пружина днища; 13, 14 — наружная и внутренняя втулки; 15 — ковшовая рама; 16 — планирующее звено; 17 — ролики планирующего звена; 18 — втулочно-роликовая цепь; 19 — червячная передача для поворота планирующего звена.

Применяют также поворотный многоковшовый ротор, навешиваемый на удлиненный транспортер 22. Он может быть установлен для очистки дна канала, способом продольного копания и под углом к оси очищаемого канала, который после очистки будет иметь эллиптическое поперечное сечение.

Многоковшовый каналочиститель можно оборудовать цепным рабочим органом продольного копания (рис. 37, д).

Используют также многоковшовые каналочистители поперечного копания, установленные на стреле и рукояти одноковшового полноповоротного гидравлического экскаватора. Этот рабочий орган может поворачиваться в плане на угол до 20° гидроцилиндром 13 (рис. 39).

Многоковшовый рабочий орган поперечного копания при очистке и ремонте каналов обеспечивает хорошую планировку дна и откосов, профилирует поперечное сечение канала, а также его легко настраивать для очистки каналов разных профилей, глубины (табл. 9) и заложения откосов. Он очищает наносы с растительностью и мелкими камнями, древесными остатками, вязкие и увлажненные благодаря механизму

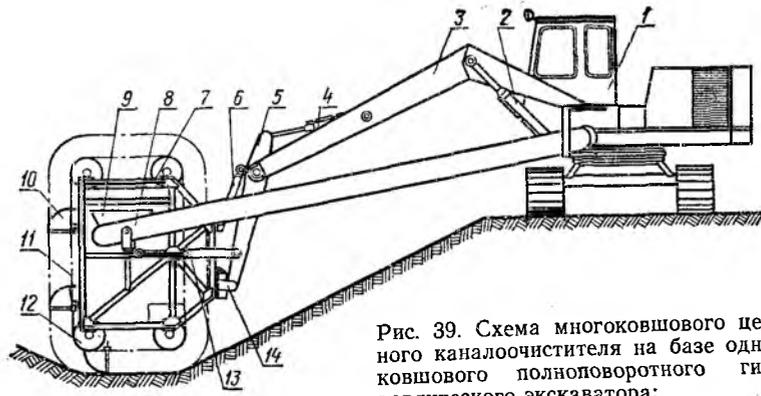


Рис. 39. Схема многоковшового цепного каналоочистителя на базе одноковшового полноповоротного гидравлического экскаватора:

1 — экскаватор; 2 — гидроцилиндры стрелы; 3 — стрела; 4 — гидроцилиндр рукояти; 5 — рукоять; 6 — гидроцилиндр установки рабочего органа в вертикальной плоскости; 7 — ковшовая рама; 8 — транспортер; 9 — приемный бункер транспортера; 10 — ковш; 11 — ковшовая цепь; 12 — направляющие ролики; 13 — гидроцилиндр поворота рабочего органа в горизонтальной плоскости; 14 — двухплоскостной шарнир крепления рамы рабочего органа к рукояти.

Таблица 9. Основные параметры цепных многоковшовых каналоочистителей поперечного копания

Параметры	Мелиоративные экскаваторы	Навесные многоковшовые каналоочистители
Емкость ковша, л	13—50	22—30
Глубина канала, м	До 1,5—2,1	До 1,7—3,0
Коэффициент заложения откосов	0,5—2,0	1,0—2,0
Производительность, м ³ /ч	20—50	33—75
Мощность, кВт	22,0—40,5	36,8—73,6
Скорость рабочая, км/ч	0,25—0,40	0,15—1,10
Скорость ковшей, м/с	0,30—0,72	0,35—0,60
Расстояние между осями гусениц, мм	1700—7000	По колес трактора
Масса, т	8,3—10,0	8,0—16,0

принудительной очистки ковшей. Грунт транспортируется в сторону от бровки канала. Можно очищать каналы с необлицованными откосами, с водой и без воды. Рабочий орган работает при прямом и обратном ходе машины, что исключает холостые проходы.

Недостатки этого рабочего органа применительно к очистке каналов: большая масса, что ограничивает глубину копания (особенно навесных), многопроходность, низкая удельная производительность многоковшовой цепи.

§ 3. Скребковые каналоочистители

Скребковые рабочие органы применяют для очистки дна и откосов каналов малых сечений (рис. 40, а) или одного откоса и части дна каналов глубиной до 2 м (рис. 40, б).

Рабочим органом скребкового каналоочистителя служит цепь 1 со скребками 16 (рис. 40). Срезаая наносы на дне и откосах и перемещая их по поверхности откосов, скребки выбрасывают наносы на бровку, когда отгибают ведущую звездочку. Рама рабочего органа 2 шарнирно соединена с подвижной рамой 10, установленной шарнирно на основной раме 9, охватывающей базовый трактор 6. Установка рам 2 и 10 для очистки каналов различных размеров и регулирование толщины стружки осуществляется двумя гидроцилиндрами 11. Привод скребковой цепи — механический (рис. 40, е).

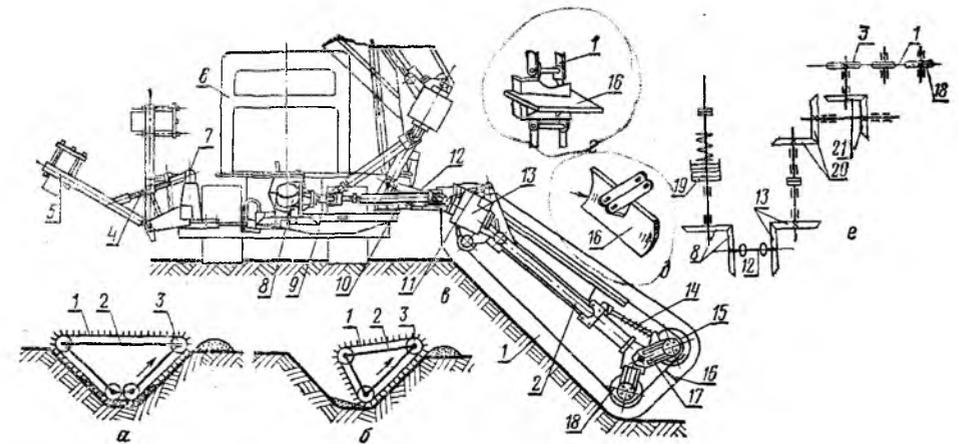


Рис. 40. Скребковые каналоочистители:

а — схема скребкового рабочего органа для очистки полного профиля поперечного сечения канала; б — то же, для очистки одного откоса и части дна; в — общий вид каналоочистителя в рабочем положении; г — прямой скребок; д — дугообразный скребок; е — кинематическая схема; 1 — скребковая цепь; 2 — рама рабочего органа; 3, 18 — ведущая и направляющая звездочки; 4 — стяжка установки противовеса; 5 — противовес; 6 — базовый трактор; 7 — стойка противовеса; 8 — редуктор отбора мощности; 9 — основная рама; 10 — подвижная рама; 11 — гидроцилиндры установки рабочего органа; 12 — карданный-телескопический вал; 13 — редуктор; 14 — натяжная пружина; 15 — натяжная звездочка; 16 — скребок; 17 — поворотный кронштейн; 19 — муфта предельного момента; 20 — поворотный редуктор; 21 — редуктор.

Преимущество скребковых каналоочистителей — малая масса. Недостатки скребковых каналоочистителей заключаются в следующем. Скребковый рабочий орган можно применять лишь в бескаменистых грунтах без плотного дернового покрова и кустарника, без крупных древесных включений, лучше всего в торфяных или рыхлых минеральных грунтах при слегка влажных наносах или с малым слоем воды в канале (150—250 мм). Сильно переувлажненные грунты стекают со скребков или налипают на них; в сухих грунтах цепь и скребки быстро изнашиваются. Скребки могут работать только с подпором грунта со стороны откоса, поэтому ими нельзя очищать каналы с укрепленными откосами или только дно. Скребки при копании и разгрузке работают в неблагоприятных условиях (угол резания близок к 90°); грунт укладывается у самой бровки канала, что требует очистки бермы.

§ 4. Шнековые каналоочистители

Рабочим органом шнековых каналоочистителей для вырезания и перемещения наносов и растительности служит шнек (рис. 2), который движется в плоскости, параллельной оси канала, но в отличие от ротационных рабочих органов перемещает разрабатываемый грунт не перпендикулярно, а параллельно оси вращения. Шнек перемещает грунт к метателю. Лопастной метатель — вращающийся диск, на котором закреплены лопасти, отбрасывает через направляющий раструб кожуха наносы, которые распределяются вдоль канала равномерным слоем. Применяют цилиндрические (рис. 41, а, г, д, е, ж) и конические (рис. 41, б, в) шнеки.

В зависимости от расположения шнека по отношению к оси канала, откосам и горизонту, шнековые каналоочистители делят на шесть основных видов: с наклонным шнеком, ось вращения которого лежит в плоскости, перпендикулярной оси канала (рис. 41, а), в плоскости оси канала (рис. 41, ж) или имеет переменное направление (рис. 41, е); с горизонтальным шнеком, ось вращения которого лежит в плоскости оси канала

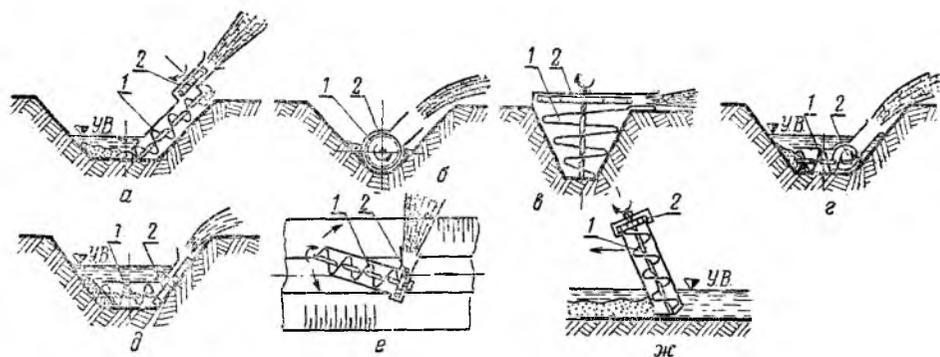


Рис. 41. Схемы рабочих органов шнековых каналочистителей с осью вращения шнека: а — наклонной в плоскости перпендикулярной оси канала; б — горизонтальной в плоскости оси канала; в — вертикальной; г, д — горизонтальной перпендикулярной оси канала; е — переменной; ж — наклонной в плоскости оси канала; 1 — шнек; 2 — лопастью метатель.

(рис. 41, б), или в плоскости, перпендикулярной оси канала (рис. 41, а, д); с вертикальным шнеком (рис. 41, в).

Каналочистители с наклонным цилиндрическим шнеком бывают береговые и плавучие. Береговой с навесным наклонным шнеком имеет наклонный в плоскости, перпендикулярной оси канала, шнек 25 (рис. 42, а, б). Кожух 16 оставляет открытой часть шнека, которой разрабатывают грунт. Длину открытой части регулируют съемными манжетами кожуха. Для профилирования и очистки канала с шириной дна более 0,4—0,5 м на конце шнека установлен плужок-отвал 18. Для уплотнения и выравнивания мокрого откоса на кронштейнах 19 ставят уплотнительную плиту 17.

Такие каналочистители предназначены главным образом для очистки оросительных каналов, где можно регулировать горизонт воды и влажность наносов, а число проходов машины по одному месту не ограничивается условиями проходимости.

Каналочиститель береговой прицепной с наклонным шнеком в плоскости оси канала на двух широких катках-барабанах 38 применяют для очистки осушительных каналов (рис. 42, в, г). Шнек 25 смонтирован на одном валу с метателем 34. Шнек 25 свободно поворачивается гидроцилиндрами 12 и 40 и очищает только дно в средней части канала. Такие машины очищают откосы каналов в торфяных грунтах с приспособлениями в виде профильных щитов или ножей для восстановления профиля осушительных каналов. Привод наклонных шнеков — от ВОМ 28 трактора 56 (рис. 42, б, г).

Достоинства береговых каналочистителей с наклонным шнеком: чистота обработки, очистка сравнительно глубоких каналов, разбрасывание продуктов очистки, обслуживание машины одним оператором. Недостатки: многопроходность, требующая движения трактора по своему следу, забивание шнека растительностью, сильный нагрев шнека и метателя при работе на сухих грунтах, недостаточная удельная производительность, низкий к. п. д. шнека (не более 0,4).

Плавучий каналочиститель с наклонным шнеком смонтирован на двух пустотелых сварных поплавок 51 (рис. 42, д). Поплавки соединены поперечными балками 45. На балках установлен двигатель 48 с передачей 31. На подmotorной раме 47 шарнирно подвешен рабочий орган из шнеков 52 и 25, установленных на валу 53. Рабочий шнек 25 разрабатывает наносы с водой и транспортирует к малому шнеку 52, который их несколько уплотняет, отжимая воду, и передает на лопасти метателя 34 для отбрасывания через раструб кожуха 15 метателя. Перемещают

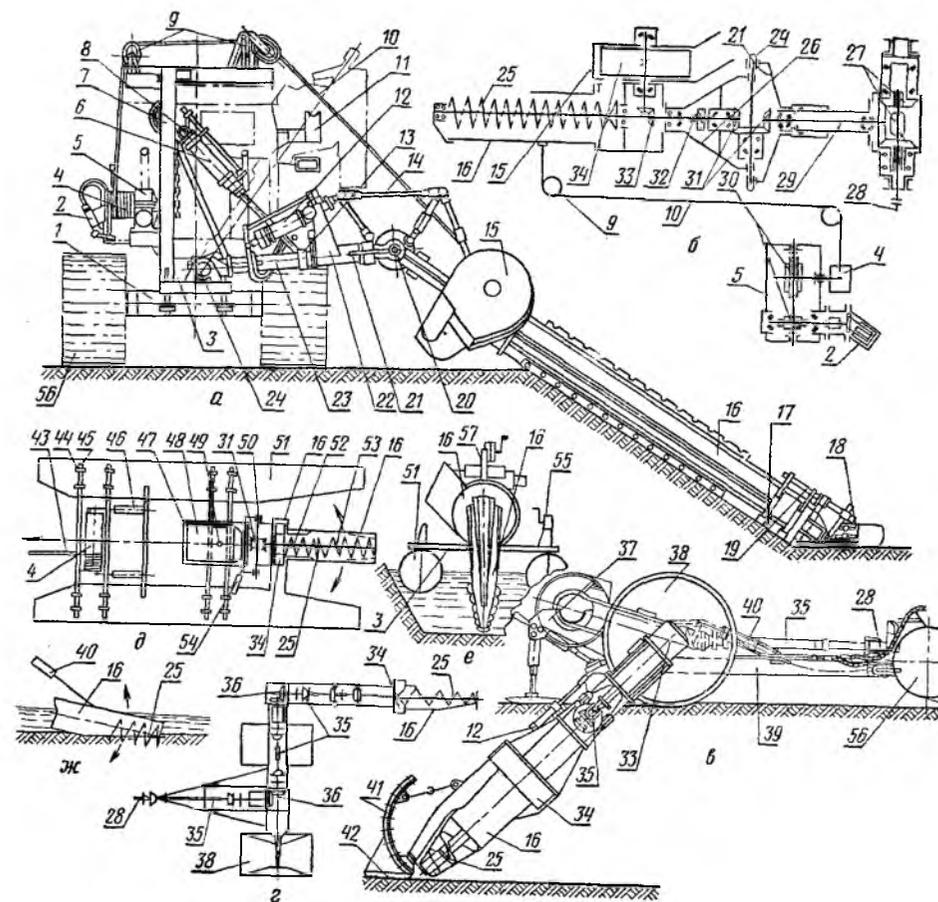


Рис. 42. Каналочистители с наклонным цилиндрическим шнеком:

а — навесным в плоскости, перпендикулярной оси канала; б — то же, кинематическая схема; в — прицепной в плоскости оси канала; г — то же, кинематическая схема; д — плавучий с гидроуправлением (вид сверху); е — то же, с канатным управлением (вид со стороны шнека); ж — то же, шнек в рабочем положении; 1 — крепление подрамника; 2 — гидромотор лебедки; 3 — коробка реверса; 4 — барабан лебедки; 5 — редуктор лебедки; 6 — гидроцилиндр управления стойкой; 7 — задняя валяющий трос; 8 — шарнир крепления гидроцилиндра; 9 — кронштейн с блоками; 10 — поддежка установкой шнека; 11 — вилки для укладки в транспортное положение; 12 — гидроцилиндр управления; 13 — шарнир поворотной части стойки; 14 — рычаги и тяги установки шнека; 15 — кожух ротора-метателя; 16 — кожух шнека; 17 — уплотнительная плита; 18 — плужок-отвал; 19 — кронштейны плиты; 20, 24 — шарниры; 21 — поворотная часть стойки; 22 — кронштейн крепления цилиндра; 23 — стойка; 25 — шнек; 26 — крестовина; 27 — конический реверс; 28 — вал отбора предельного момента; 29 — приводной вал; 30 — червячная передача; 31 — коническая передача; 32 — муфта конической передачи; 33 — коническая передача; 34 — ротор-метатель; 35 — карданный вал; 36 — катки; 37 — рама для укладки шнека в транспортное положение; 38 — опорные лыжа; 39 — ходовая рама; 40 — гидроцилиндр подъема шнека; 41 — отвал зачистной; 42 — опорная лыжа; 43 — тяговый канат; 44 — хомуты крепления; 45 — поперечные балки; 46 — гидроцилиндр привода лебедки; 47 — подmotorная рама; 48 — двигатель; 49 — поворотная цапфа; 50 — ось поворота шнека в вертикальной плоскости; 51 — поплавок; 52 — малый транспортирующий шнек; 53 — вал шнека; 54 — гидроцилиндр поворота шнека; 55, 57 — лебедки управления шнеком; 56 — трактор.

каналочиститель вдоль канала лебедкой 4 с канатом 43, закрепленным на анкере в конце очищаемого участка. Каналочиститель и шнек можно передвигать ручными лебедками 55 и 57 (рис. 42, е). Каналочистители этого типа не восстанавливают профиль поперечного сечения канала.

Каналочистители с горизонтальным шнеком бывают с коническим и цилиндрическим шнеками. Береговой каналочиститель с осью вращения конического шнека параллельной оси канала имеет конический шнек 31 (рис. 43), ось которого параллельна оси канала. Он установлен соосно с метателем 30 и, перемещаясь на лыже 18 параллельно оси канала, вырезает наносы на дне и перемещает их к лопасти метателю

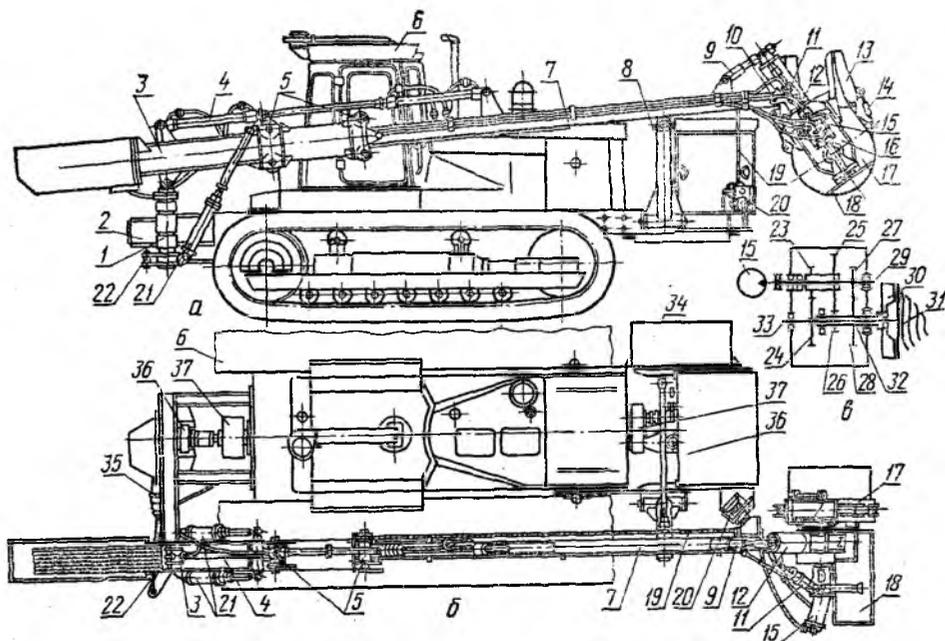


Рис. 43. Каналоочиститель береговой с горизонтальным коническим шнеком, с осью вращения параллельной оси канала:

а — общий вид в транспортном положении сбоку; б — то же сверху; в — кинематическая схема привода рабочего органа; 1 — поворотная колонка; 2 — рама; 3 — стрела телескопическая; 4 — гидроцилиндр выдвижения стрелы; 5 — направляющие катки телескопической стрелы; 6 — трактор; 7 — выдвижная часть стрелы; 8 — стойка опорная; 9 — гидроцилиндр поворота рукояти; 10 — шарнир крепления рукояти к стреле; 11 — гидроцилиндр поворота рабочего органа; 12 — рукоять; 13 — козырек; 14 — стяжка; 15 — гидромотор привода рабочего органа; 16 — редуктор; 17 — кожух метателя и шнека; 18 — лыжа опорная; 19 — канат удерживающий; 20 — лебедка с гидроприводом; 21 — гидроцилиндр подъема стрелы; 22 — шток гидроцилиндра поворота стрелы; 23, 24, 25, 26 — шестерни привода шнека; 27, 28 — шестерни привода метателя; 29 — ведущий вал редуктора; 30 — метатель; 31 — конический шнек; 32 — вал метателя; 33 — вал шнека; 34 — противовес; 35 — гидроцилиндр поворота стрелы; 36 — гидронасосная станция; 37 — редуктор.

30, выбрасывающему массу через раструб кожуха 17. Козырек 13 предохраняет от попадания массы на откосы канала.

Рабочий орган при помощи рукояти 12 с шарниром 10 установлен на конце выдвижной части 7 телескопической стрелы 3 с направляющими катками 5. Вылет стрелы изменяют гидроцилиндром 4, наклон стрелы — гидроцилиндром 21, а поворот стрелы в горизонтальной плоскости — гидроцилиндром 35 вокруг оси поворотной колонки 1, установленной на раме 2. Совместным действием гидроцилиндров 35, 21, 4, 9 и 11 можно установить рабочий орган на дно канала и отрегулировать угол выброса лебедкой 20 с гидроприводом. При помощи каната 19 стрела удерживается под необходимым углом к оси трактора 6, движущегося по берме.

Шнек и метатель имеют привод от гидромотора 15 (рис. 43, в) через редуктор 16, который обеспечивает соосное вращение шнека и метателя с разными скоростями, так как вал 32 метателя приводится через шестерни 27, 28, а вал 33 шнека — через понижающие передачи 26—25 и 23—24.

Береговой каналоочиститель с осью вращения цилиндрического шнека, перпендикулярной оси канала, захватывает наносы со дна канала и транспортирует их к метателю (рис. 41, г) или фрезе-метателю (рис. 41, д). Фреза-метатель очищает откосы ножами-лопатками, поставленными на фрезе, и отбрасывает наносы. Угол наклона фрезы-метателя 2 можно изменять для очистки откосов разного заложения.

Таблица 10. Основные параметры шнековых каналоочистителей

Машина	Глубина канала, м	Ширина по дну, м	Коэффициент заложения откосов	Мощность, кВт
Береговая с наклонным шнеком	До 1,8—2,5	0,4—1,0	0,5—1,5	22—44
Плавучая с наклонным шнеком	До 1,5	До 6,0—7,0	—	19—30
Береговая с горизонтальным шнеком	До 1,5—3,0	0,6—2,0	0,5—2,0	22—100

Продолжение

Машина	Производительность, м ³ /ч	Масса, т	Скорость передвижения, км/ч	Дальность отбрасывания, м
Береговая с наклонным шнеком	45—100	4—8	0,5—2,5	15—20
Плавучая с наклонным шнеком	25—60	1,5—2	0,12—0,25	15—20
Береговая с горизонтальным шнеком	40—80	5—20	0,045—1,25	5—25

Каналоочистители с вертикальным коническим шнеком (рис. 41, в) предназначены для очистки мелких каналов глубиной до 0,6—0,8 м. Рабочий орган навешивают сзади трактора вертикально или наклонно к плоскости движения.

Шнековые каналоочистители (табл. 10) можно применять только при глубине воды в канале 15—25 см или увлажненных наносах. Нельзя очищать этими машинами каналы с густой растительностью. Шнек не может работать в плотных и сухих наносах, в каменистых грунтах и грунтах с древесными включениями.

§ 5. Фрезерные каналоочистители

Различают фрезы, ось вращения которых параллельна оси канала (рис. 44, а), перпендикулярна откосу (рис. 44, в), наклонна к оси канала и горизонту (рис. 44, б). В зависимости от установки фрезы, тот или иной тип каналоочистителя может очищать дно каналов, откосы или весь профиль поперечного сечения канала. В результате сложного движения фрезы с большой окружной и сравнительно малой поступательной скоростью наносы вырезаются ножами стружкой небольшой толщины, измельчаются, так же как срезанная растительность, корневища, погруженная древесина. Измельченная масса грунта и растительности отбрасывается лопатками фрезы в плоскости ее вращения на расстояние от 5 до 10 м в зависимости от окружной скорости и типа фрезы. Очищать канал можно за один или несколько проходов.

Каналоочиститель с осью вращения, параллельной оси канала, имеет фрезу-диск 20 (рис. 45) с двумя-тремя ножами-лопатками 19, одновременно режущими и отбрасывающими грунт. Фреза находится в кожухе (улитке) 15, имеющем раструб 16 для выброса наносов и измельченной растительности. Кожух можно поворачивать гидроцилиндром 12, что позволяет устанавливать его для получения нужного угла и дальности выброса.

Рабочий орган навешивается при помощи стрелы 8, рукояти 11 и кронштейна 17 на раму трактора 2 и устанавливается в канале гидроцилиндрами 5 и 9 (рис. 45, а).

Фреза имеет привод от гидромотора 18, через редуктор 21, установленный на задней стенке кожуха 15. Такой фрезой очищают главным об-

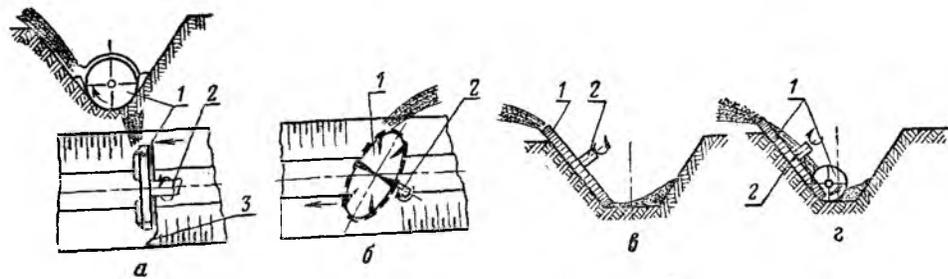


Рис. 44. Схемы рабочих органов фрезерных каналоочистителей:

а — с осью вращения параллельной оси канала; б — с осью вращения фрезы наклонной к оси канала и горизонту; в — с осью вращения фрезы перпендикулярной к откосу; г — двухфрезерного каналоочистителя; 1 — фреза; 2 — ось вращения; 3 — кожух фрезы.

разом дно канала и нижние части откосов при помощи открывков, устанавливаемых на кожухе. Этот рабочий орган пригоден для очистки каналов при ширине дна более 0,4 м. Недостатки каналоочистителя: колебания рабочего органа при движении по неровной берме; возможность очистки только после уборки урожая. Фрезерный рабочий орган, показанный на рисунке 45, б, в, устанавливается также на телескопической стреле (рис. 43, а, б) для очистки каналов глубиной до 3 м.

В каналоочистителях с осью вращения фрезы, наклонной к оси канала и горизонту (рис. 44, б), устанавливают фрезу под углом к оси канала для улучшения условий отбрасывания грунта. Дно канала после очистки очерчено по кривой.

У каналоочистителей с осью вращения фрезы, перпендикулярной откосу (рис. 44, в), фреза 1 установлена таким образом, что при движении трактора вдоль бровки канала она очищает противоположный откос.

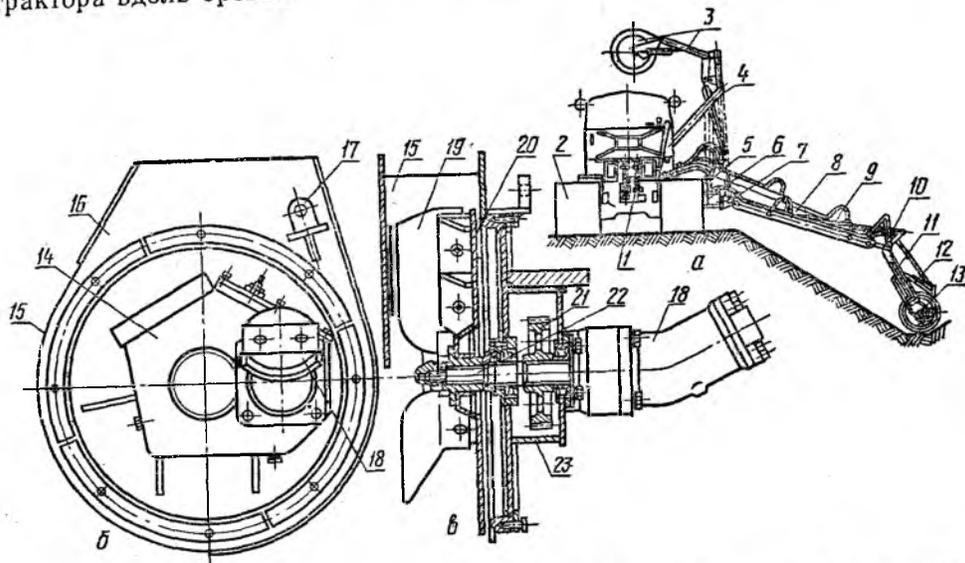


Рис. 45. Каналоочиститель береговой с осью вращения фрезы, параллельной оси канала:

а — схема общего вида; б — вид на рабочий орган сзади; в — фреза с приводом (разрез по оси вращения); 1 — гидропривод; 2 — трактор; 3 — рабочий орган и стрела в транспортном положении; 4 — транспортная стойка; 5 — гидроцилиндр стрелы; 6 — рама; 7 — шарнир стрелы; 8 — стрела; 9 — гидроцилиндр рукояти; 10 — шарнир рукояти; 11 — рукоять; 12 — гидроцилиндр поворота рабочего органа; 13 — фрезерный рабочий орган в рабочем положении; 14 — редуктор фрезы; 15 — кожух фрезы; 16 — раструб кожуха; 17 — кронштейн; 18 — гидромотор фрезы; 19 — ножи-лопатки фрезы; 20 — диск фрезы; 21 — шестерни редуктора фрезы; 22 — вал фрезы; 23 — корпус редуктора фрезы.

Таблица 11. Основные параметры фрез каналоочистителей

Фрезы каналоочистителя	Размеры канала			Параметры фрез*					
	ширина по дну, м	глубина максимальная, м	коэффициент заложения откосов	диаметр, см	число ножей	окружная скорость, м/с	поступательная скорость, м/ч	дальность отбрасывания, м	производительность, м ³ /ч
Фрезы с осью вращения: параллельной оси канала	0,4—2,0	1,5—3,0	0,5—2	50—120	2—3	15—25	100—1200	10—25	45—70
наклонной к оси канала и горизонту	0,2—0,75	До 1,5	0,5—1,5	100—280	6—8	10—15	600—800	10—12	35—40
перпендикулярной откосу	0,2—0,6	1,5—1,7	0,5—2	150—250	6—12	8—13	500—1000	5—10	100—200

* Параметры фрезы должны быть подобраны так, чтобы исключить забрасывание откосов и повреждение посевов (см. гл. 13).

Двухфрезерный каналоочиститель имеет рабочий орган, состоящий из двух фрез (рис. 44, г). Ось вращения малой фрезы параллельна, а большой — перпендикулярна оси канала. За два прохода очищает дно и оба откоса канала.

Фрезы всех каналоочистителей очищают каналы в широком диапазоне сечений, работают на повышенных окружных скоростях (табл. 11), чисто срезают растительность, не повреждая дно и откосы, так как грунт срезают тонкой стружкой, разбрасывают грунт ровным слоем без образования кавальеров, не требуют доделочных работ, имеют высокий к. п. д. (0,6—0,9), хорошую удельную производительность, низкую удельную металлоемкость, незначительные тяговые сопротивления. Однако фрезы нельзя применять в каменистых и сухих минеральных грунтах из-за сильного нагрева и ударов при отбрасывании. В сухих минеральных грунтах ножи фрезы скользят, не срезая стружки, и быстро затупляются. Наиболее производительны фрезерные рабочие органы в торфяных и легких минеральных грунтах средней плотности (табл. 11). Лучше они работают в увлажненных грунтах или слое воды до 15—20 см, но неробоспособны при уровне воды больше 0,75 диаметра фрезы.

§ 6. Каналоочистители с комбинированными рабочими органами

Каналоочистители с комбинированными рабочими органами (табл. 12) удаляют наносы со дна и откосов канала или только с дна. Это достигается одновременной работой двух-трех рабочих органов, расположенных соответствующим образом по периметру поперечного сечения канала. Применяют два типа таких каналоочистителей с пассивно-активным отвально-фрезерным рабочим органом — полнопрофильным с задней навеской рабочего органа (рис. 46, а, в, г, д) и неполнопрофильным с боковой консольной навеской (рис. 46, е, ж).

Полнопрофильный рабочий орган с задней навеской (рис. 46, а) имеет два отвала 4, очищающих откосы и сдвигающих срезанную массу вниз, где она попадает на ножи-лопатки 3 фрезы 2 с осью вращения, параллельной оси канала, очищающей дно. Фреза выбрасывает все продукты очистки через раструб кожуха 1.

Таблица 12. Основные параметры каналоочистителей с отвально-фрезерным рабочим органом

Тип каналоочистителя	Размеры канала			Рабочая скорость, м/ч	Техническая производительность, м ³ /ч	Масса, т
	глубина максимальная, м	ширина по дну, м	коэффициент заложения откосов			
Полнопрофильный внутриканальный	До 1,2	0,8—1,2	1—1,5	400—1000	60—80	4—5
Неполнопрофильный береговой	До 1,5	0,2—0,4	0,5—1,5	370—800	100—120	17—18
Полнопрофильный седлающий	До 0,8—1,0	0,4—0,6	0,75—1	500—1500	75—85	7—8

Полнопрофильный рабочий орган навешивается на трактор сзади, и каналоочиститель работает как внутриканальный — гусеницы движутся по дну канала или как седлающий — гусеницы движутся по бермам канала, а рабочий орган опущен в канал. Каждый из отвалов 4 (рис. 46, в, г) поднимается и опускается гидроцилиндром 6 через рычаг 7 и боковую раму 8. Кроме того, имеются узлы горизонтальной 9 и вертикальной 17 установки отвала 4, закрепляемые болтами. Фреза 2 на раме 14 навешивается на рычаги 22 и гидроцилиндр 10 навесной системы и имеет опорную лыжу 13, регулирующую по высоте и скользящую по очищенному дну канала. Дно зачищается лемехом 12. Привод фрезы — механический от вала отбора мощности 37 (рис. 46, д). В более современных конструкциях использована параллелограммная навеска и гидроривод для установки рабочих органов.

Неполнопрофильный рабочий орган с боковой навеской (рис. 46, б) имеет отвал 4, зачищающий дно канала и подающий продукты очистки к фрезе 2, с осью вращения, перпендикулярной откосу; фреза ножами очищает откос и лопатками выбрасывает все продукты очистки. Второй откос и часть дна очищаются при последующем проходе.

Неполнопрофильный рабочий орган (рис. 46, б) шарнирно установлен на навесной поворотной раме 25 (рис. 46, е). При помощи гидроцилиндров 24 поворотную раму и рабочий орган устанавливают для очистки дна и одного откоса или только дна канала. В последнем случае фреза не касается откоса и служит только метателем. Привод фрезы — от гидромотора 28 через редуктор 29 (рис. 46, ж). Отвал 4 установлен на кронштейне.

§ 7. Экскаваторы одноковшовые со специальными ковшами и с дополнительным оборудованием

В тех случаях, когда нет или нельзя применять высокопроизводительные каналоочистители непрерывного действия (каменистые наносы, сильнодеформированные бермы, недостаточная ширина бермы или дамбы, канал обсажен деревьями и т. д.), каналы очищают машинами со специализированными одноковшовыми рабочими органами циклического действия — одноковшовыми экскаваторами и навесными одноковшовыми каналоочистителями.

Специальные ковши. Оснащение одноковшовых экскаваторов специальными ковшами (рис. 47) и дополнительными стрелами вызвано стремлением эффективно использовать эти широко распространенные машины для очистки каналов глубиной до 3 м при малом удельном объеме наносов (0,1—0,25 м³/м). Экскаваторы со стандартными ковшами искажают профиль канала, не говоря уже о низкой удельной производи-

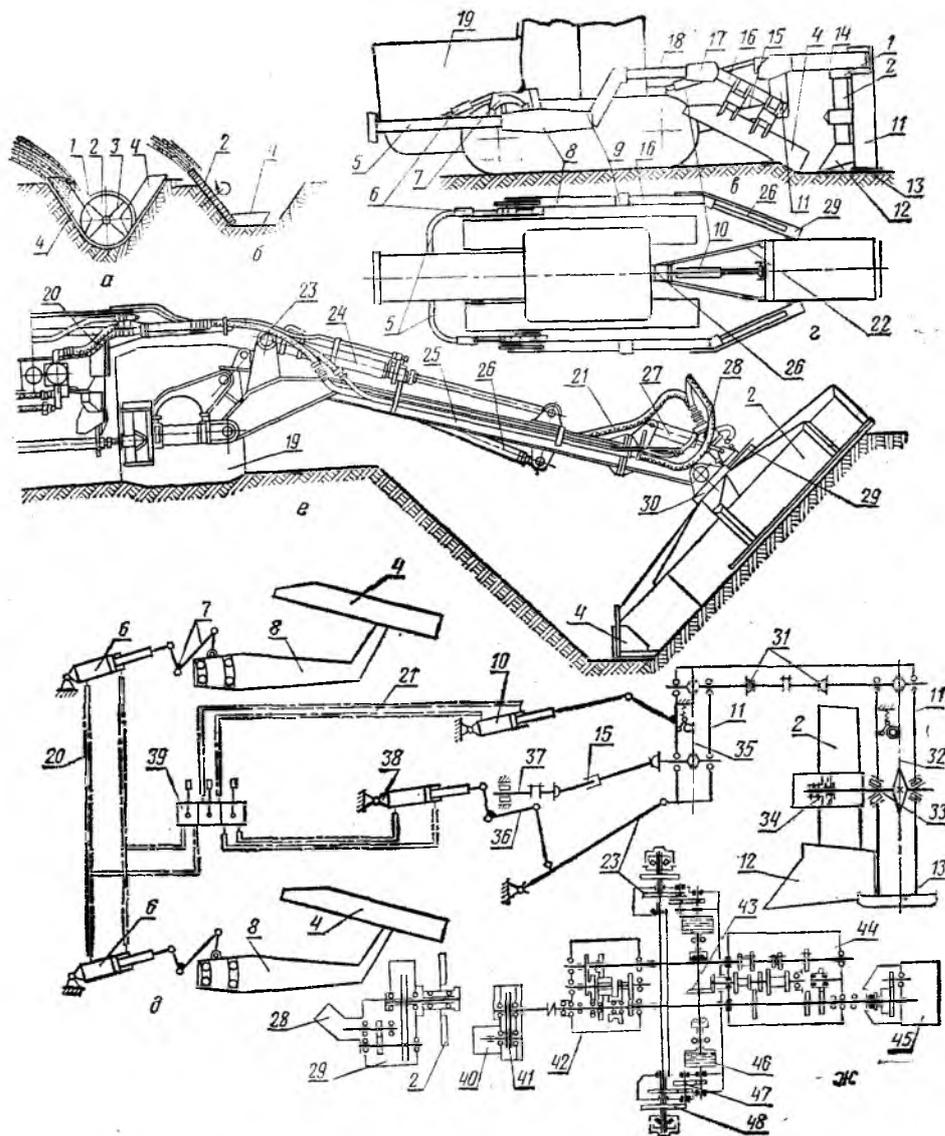


Рис 46 Каналоочистители с комбинированными рабочими органами:

а, б — схемы комбинированных отвально-фрезерных рабочих органов и полнопрофильного с задней навеской, неполнопрофильного с боковой навеской; в — полнопрофильный (вид сбоку); г — то же (вид сверху); д — то же гидрокинематическая схема; е — неполнопрофильный (вид сбоку); ж — то же кинематическая схема: 1 — кожух фрезы; 2 — фреза; 3 — ножи-лопатки; 4 — отвал; 5, 23 — рама; 6, 24 — гидроцилиндры; 7 — рычаги; 8 — боковые рамы; 9 — узел горизонтальной установки отвала; 10 — верхний гидроцилиндр навесной системы; 11 — корпуса цепных передач; 12 — лемех; 13 — опорная лыжа; 14 — рама фрезы; 15, 31 — карданные валы; 16 — рама отвала; 17 — узел вертикальной установки отвала; 18 — тяги; 19 — трактор; 20, 21 — гидроприводы; 22 — рычаги навесной системы; 25 — навесная поворотная рама; 26 — транспортная тяга; 27 — гидроцилиндр поворота фрезы; 28 — гидромотор; 29 — редуктор; 30 — поворотная головка; 32, 35 — цепные передачи; 33 — вал фрезы; 34 — муфта предельного момента; 36 — рычаги навесной системы; 37 — вал отбора мощности; 38 — нижние гидроцилиндры навесной системы; 39 — гидрораспределитель; 40 — гидронасос; 41 — редуктор насоса; 42 — ходоуменьшитель; 43 — главная передача; 44 — коробка передач; 45 — двигатель; 46, 47 — бортовые фрикционы и передачи; 48 — ведущая звездочка гусеничного хода.

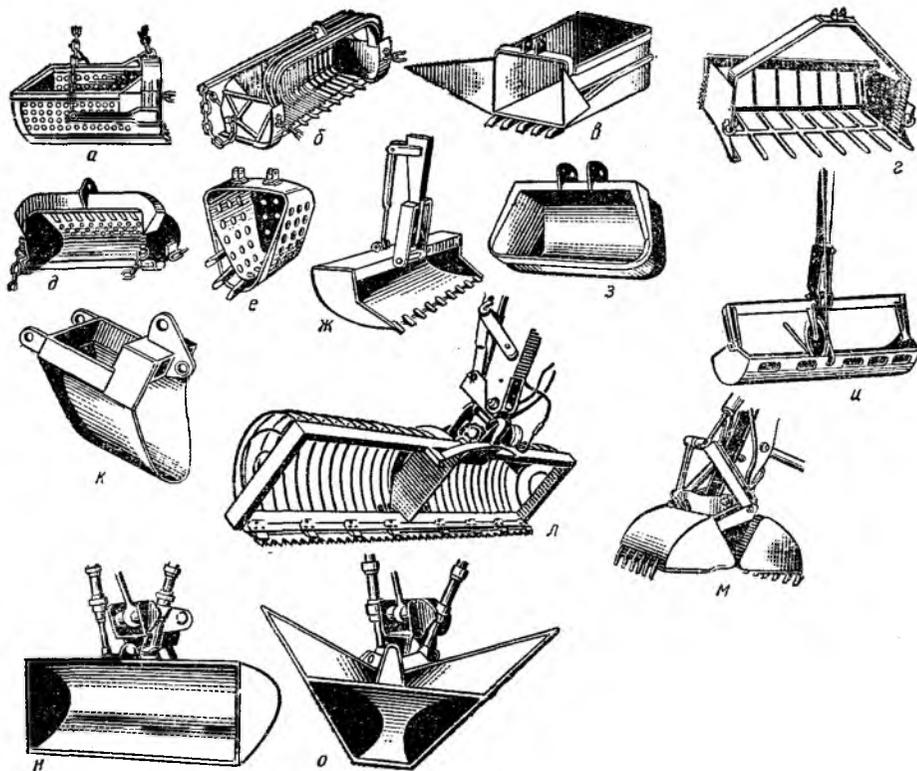


Рис. 47. Специальные ковши к одноковшовым экскаваторам, применяемые для очистки каналов, драглайн:

а — с отверстиями для очистки из-под воды; б — решетчатый; в — с открылками; г — решетчатый с удлиненными зубьями для удаления подводной растительности; д — с прямолинейной режущей кромкой на лыжах; е — профильный с отверстиями; ж — уширенный поворотный с гидроприводом; з — уширенный с прямолинейной режущей кромкой; и — уширенный поворотный с канатным приводом; к — уширенный профильный; л — решетчатый с режущим аппаратом косилки; м — грейфер принудительного действия с гидроприводом; н — ковш с поперечным наклоном; о — то же профильный.

тельности, увеличении числа передвижек и высокой стоимости работ. Особенно сложно очищать дно, не повреждая откосы канала.

Ковши с отверстиями или щелями (рис. 47, а, д, е) значительно повышают заполнение ковша и производительность по сравнению со стандартными ковшами при очистке каналов из-под воды. Профильные ковши или ковши с открылками (рис. 47, в, е, к) позволяют сохранить профиль канала при очистке продольным движением ковша. Уширенные профильные ковши обратной лопаты с гладкой режущей кромкой без зубьев (рис. 47, з) и емкостью 0,45 и 0,8 м³ применяют для копания и очистки каналов с заложением откосов 1:1—1:1,5.

На очистке осушительных каналов, заросших растительностью, хороших результатов и повышения производительности в 2—3 раза достигают, применяя решетчатые ковши драглайна (рис. 47, б) с шириной захвата 1,5—2,5 м и емкостью 0,4—3 м³. Решетчатый ковш драглайна с удлиненными заостренными зубьями (рис. 47, г) позволяет выдергивать подводную растительность, разрушая корневую систему.

При большой плотности зарастания и высоких уровнях воды производительность можно повысить с помощью уширенных решетчатых ковшей обратной лопаты (рис. 47, л) с активным режущим аппаратом косилки (см. рис. 51) и гидромотором. Они позволяют одновременно скашивать, собирать и удалять растительность из каналов.

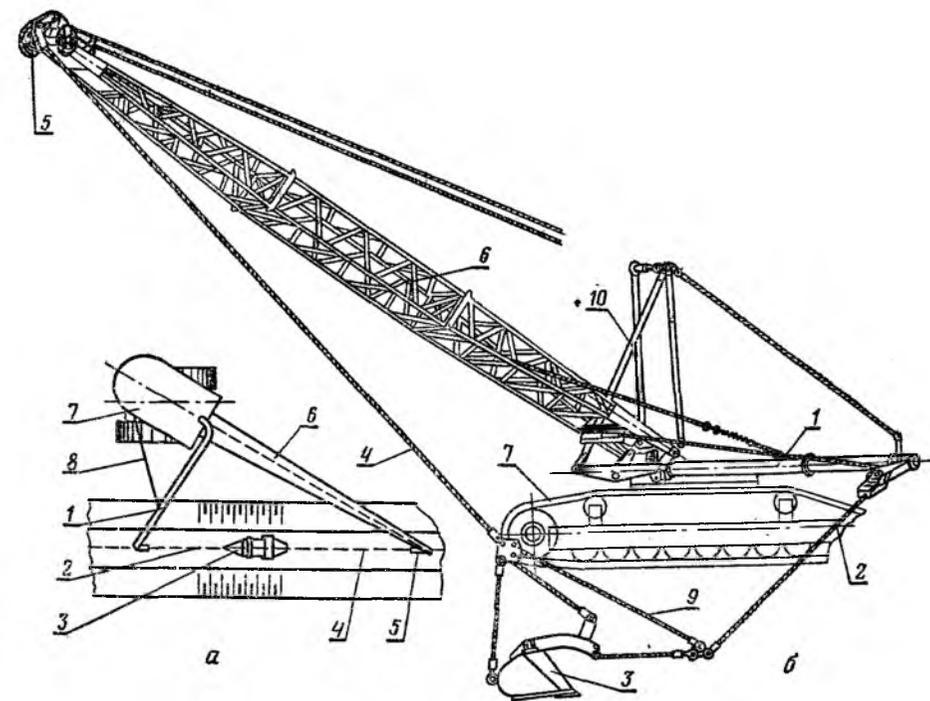


Рис. 48. Драглайн бокового копания:

а — схема работы; б — рабочее оборудование; 1 — боковая стрела; 2 — тяговый канат; 3 — ковш; 4 — подъемный канат; 5 — поворотный блок основной стрелы; 6 — основная стрела; 7 — экскаватор; 8 — оттяжка; 9 — разгрузочный канат; 10 — стойка.

При поперечной очистке каналов с наносами на дне и крепленными или некрепленными откосами удобны и значительно повышают производительность уширенные поворотные ковши обратной лопаты. Ковши с гидравлическим механизмом поворота ковша при помощи гидроцилиндра на рукояти (рис. 47, ж) можно устанавливать на рукояти любого экскаватора с гидроприводом; ковш шириной 1,2—2 м опускают движением стрелы и рукояти на дно канала и копают наносы в каналах глубиной до 3,4 м поворотным движением ковша вокруг точки крепления его к рукояти; обратным поворотом ковша производят разгрузку. При емкости ковша до 0,3—0,4 м³ производительность — не более 500 м/см.

Ковши с канатным механизмом поворота ковша (рис. 47, и) устанавливают на экскаваторах с канатным приводом. Эти поворотные цилиндрические ковши с центральным углом 100—135°, диаметром 0,8—1 м и длиной до 2 м обеспечивают хорошую очистку дна без повреждения придонной части откосов канала. Для копания грунта и разгрузки ковш поворачивается вокруг оси цилиндра тяговым и подъемным канатами.

При очистке дна и откосов каналов для увеличения производительности и получения гладкой поверхности откосов применяют уширенный до 1,3—1,8 м ковш драглайна (рис. 47, д) емкостью 0,6—1,25 м³. Ковш имеет прямолинейную режущую кромку, оборудован двумя лыжами, которые скользят по откосу и препятствуют переуглублению ковша. Можно использовать также уширенный ковш обратной лопаты (рис. 47, з), имеющий прямолинейную режущую кромку.

Применяют ковши грейфера (рис. 47, м) с принудительным замыканием на рукояти обратной лопаты для очистки от плотных наносов дна канала.

Драглайн бокового копания имеет рабочее оборудование экскаватора драглайна, снабженное боковой стрелой 1 (рис. 48), укрепленной на поворотной платформе экскаватора 7 с оттяжкой 8.

Тяговый канат 2 ковша проходит через головные ролики боковой стрелы 1. Подъемный канат 4 огибает головные поворотные блоки 5 основной стрелы драглайна, образуя обычную для драглайна схему подвески ковша.

При очистке дна канала поворотная платформа устанавливается под углом к горизонтальной оси экскаватора 7 таким образом, чтобы обеспечить продольное движение ковша строго по оси канала в направлении от основной стрелы 6 к боковой стреле 1.

Головной блок 5 на основной стреле выполнен поворотным; установлены дополнительные ролики, препятствующие выпаданию каната из ручья, добавлена стойка 10 из труб, которая с помощью тросов соединяется с двупонной стойкой экскаватора. Поскольку при экскавации возникает довольно большой момент, стремящийся развернуть поворотную платформу, на экскаваторе должно быть установлено дополнительное стопорное устройство. Экскаваторы со стандартной емкостью ковша 0,3—0,6 м³ и длиной боковой стрелы 4,5—10 м очищают каналы с шириной поверху соответственно до 10—24 м, глубиной до 4,2—5,5 м, шириной по дну 1,5 м. Производительность 25—50 м³/ч при емкости ковшей 0,3—0,8 м³.

§ 8. Одноковшовые каналочистители

Одноковшовые каналочистители монтируют на колесных и гусеничных тракторах со специальными ковшами обратной лопаты для очистки каналов (рис. 47).

Навесные каналочистители — колесные тракторы с навесным оборудованием — применяют трех основных видов: с задней поворотной стрелой (рис. 49, а), с передней (рис. 49, в) или задней (рис. 49, б) неповоротной стрелой, расположенной в плоскости движения трактора; с боковой неповоротной стрелой, перпендикулярной плоскости движения трактора (рис. 49, г) (табл. 13).

Таблица 13. Основные параметры одноковшовых каналочистителей на колесных тракторах

Параметры	С поворотной стрелой	С передней или задней неповоротной стрелой	С боковой неповоротной стрелой	На гусеничном ходу с поворотной стрелой
Максимальная глубина очистки, м	1,2—6,0	0,8—2,5	1,0—1,5	До 2,0
Емкость ковша, м ³	0,1—0,5	0,4—1,0	0,1—0,4	0,2—2,0
Ширина захвата ковша, м	До 0,5—2,0	0,6—2,0	0,4—0,8	0,5—2,5
Ширина захвата поверху, м	6—10	До 8	До 6—7	—
Мощность, кВт	22—48	15—37	22—30	40—35

Навесные каналочистители с поворотной стрелой на колесных тракторах 1 (рис. 49, а) имеют поворотную стрелу 2 и рукоять 3, на которой шарнирно установлен поворотный уширенный ковш 5 обратной лопаты или грейфера. Это позволяет разрабатывать наносы только на дне канала, поворачивая ковш гидроцилиндром 4 для наполнения и разгрузки, или очищать откосы, направляя ковш под нужным углом движениями стрелы 2 и рукояти 3 при помощи гидроцилиндров 6 и 7. У каналочистителей такого типа иногда ставят сзади дополнительные опорные плиты 8 с гидроцилиндрами 9, что повышает устойчивость машины.

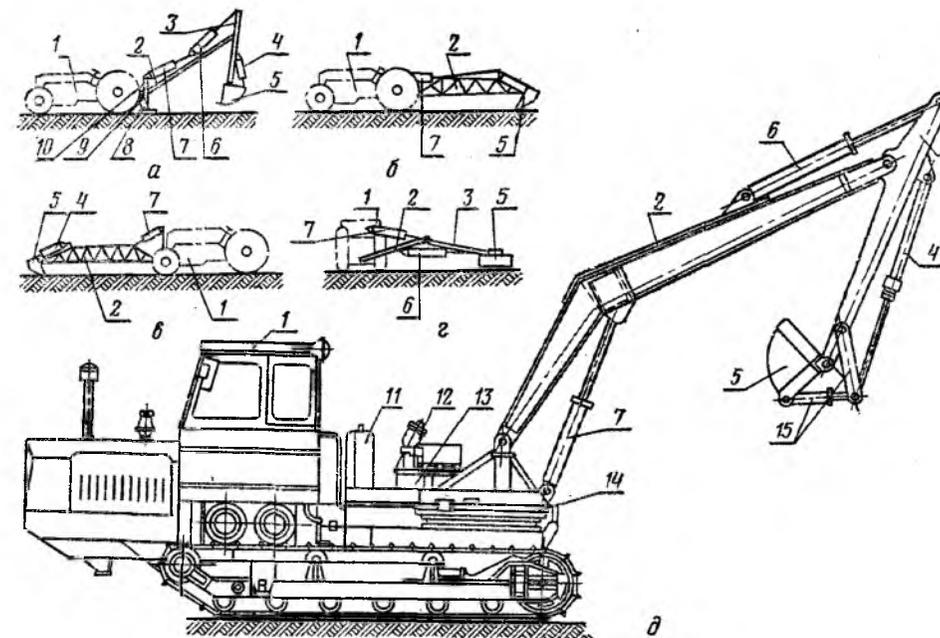


Рис. 49. Схемы одноковшовых каналочистителей на колесных гусеничных тракторах:

а — с задней поворотной стрелой; б — с задней неповоротной стрелой; в — с передней неповоротной стрелой; г — с боковой неповоротной стрелой; д — на гусеничном ходу с поворотной стрелой; 1 — трактор; 2 — стрела; 3 — рукоять; 4 — гидроцилиндр ковша; 5 — ковш; 6, 7 — гидроцилиндры рукояти и стрелы; 8 — опорная плита; 9 — гидроцилиндры задней опоры; 10 — поворотная колонка; 11 — противовес; 12 — гидромотор поворота; 13 — редуктор; 14 — поворотная платформа; 15 — рычаги поворота ковша.

У навесного каналочистителя с передней или задней неповоротной стрелой 2 (рис. 49, б, в) стрела может поворачиваться в вертикальной плоскости вместе с шарнирно установленным на конце ее ковшом 5. Каналочиститель передвигается передним или задним ходом перпендикулярно оси канала. Когда машина останавливается у бровки или дамбы, стрела с ковшом опускается на дно канала или на противоположный откос. Трактор, двигаясь в обратном направлении, заполняет ковш наносами и срезанной растительностью. Удаленные из канала наносы и сорная растительность выгружаются на берму канала поворотом ковша с одновременным их разравниванием самим ковшом. При каждом цикле необходимо возвратно-поступательное движение машины на полосе шириной 10—15 м.

У каналочистителя с боковой стрелой для поперечной очистки (рис. 49, г) рабочее оборудование — стрела 2 с рукоятью 3 и ковшом 5. Управление осуществляется отдельными гидроцилиндрами 6, 7. Очищают канал поперечным движением ковша, выгружая грунт на берму близко от бровки канала.

Каналочистители на базе гусеничных тракторов или шасси с поворотной стрелой в современном исполнении имеют рабочее оборудование, установленное на поворотной платформе 14 (рис. 49, д). Очистку проводят поворотным уширенным ковшом с отверстиями 5, который устанавливают в заданное место канала стрелой 2 и рукоятью 3, при помощи гидроцилиндров 7 и 6. Для набора наносов и разгрузки ковш 5 поворачивают гидроцилиндром 4. Поворот платформы 14 с рабочим оборудованием осуществляют гидромотором 12 через редуктор 13, или подвижным гидроцилиндром, имеющим на себе зубчатую рейку, которой он сцеплен с шестерней, закрепленной на поворотном устройстве.

Такие каналоочистители позволяют очищать каналы, засоренные камнями, древесиной, и проводить ремонт каналов, а также очистку каналов, у которых бермы обсажены деревьями или непроходимы для каналоочистителей непрерывного действия.

§ 9. Машины для удаления растительности из каналов

Эти машины — все непрерывного действия с активными рабочими органами механического или химического действия. Их делят на каналоокашивающие, подборочные, опрыскиватели и травосжигатели.

По способу взаимодействия со стволами срезаемой растительности рабочие органы каналоокашивающих машин механического действия делят на ротационные (одно- и многороторные), сегментные (сегментно-пальцевые и двухножевые), ножевые и подборочные (рис. 50).

Для срезания растительности применяют береговые, внутриканальные на колесном или гусеничном ходу и плавучие машины.

Береговые косилки. Они имеют каналоокашивающие рабочие органы навесные на тракторе или на самоходном шасси (табл. 14) с боковым консольным рабочим органом. Они используются для скашивания растительности на откосах каналов и дамб, или — с фронтальным рабочим органом для окашивания бермы и дна. На этих машинах применяют два вида рабочих органов: сегментный (рис. 51, а) и ротационный (рис. 51, б, в).

Таблица 14. Основные параметры каналоокашивающих машин

Машина	Ширина захвата, м	Мощность, кВт	Скорость рабочая, км/ч	Скорость резания, м/с	Производительность, га/см	Глубина канала, м
Самоходная плавучая	До 2,5—3,0	3,7—22,0	3,0—7,0	—	3,0—8,0	0,5 ²
Береговая многороторная	2,0—2,5 ³	14,7—55,0	1,3—8,0	До 40	6,0—12,0	1,5—2,0
Береговая одно-роторная	1,5—1,8	36,8—44,1	1,6—2,9	До 30	0,7—2,0	1,2
Береговая сегментная	1,5—2,1	4,5—11 ¹	0,9—9,0	—	1,6—4,0	До 1,5—2,2

¹ Требуемая мощность; ² от зеркала воды; ³ вылет до 5 м.

У сегментных косилок режущий аппарат сегментного (сегментно-пальцевого) типа (рис. 51, а), имеет подвижную часть — нож, который состоит из спинки 2 с приклепанными к ней сегментами 1. Неподвижная часть режущего аппарата состоит из бруса 5 с привернутыми к нему пальцами 4, снабженными противорежущими пластинами 6. Сегменты ножа образуют с противорежущими пластинами режущую пару (срезание с подпором). Прижимы 3 обеспечивают минимальный зазор между сегментами и противорежущими пластинами. При числе двойных ходов более 500 в минуту возникают значительные динамические нагрузки, вызываемые неуравновешенными силами инерции при возвратно-поступательном движении сегментов. Этот недостаток устраняется в двухножевом режущем аппарате, где сегменты двух брусьев движутся навстречу друг другу, производя резание с подпором. При этом взаимно уравновешиваются силы инерции брусьев.

У сегментных косилок с боковой консольной навеской рабочего органа (рис. 52, а, б) рабочий орган 1 шарнирно навешивается при помощи рам 3 на раму трактора 9. При окашивании откоса рабочий орган 1 опирается на башмаки 16 и 17 с лыжами, скользящими по откосу, при помощи которых устанавливают высоту среза. Башмаки обеспечивают

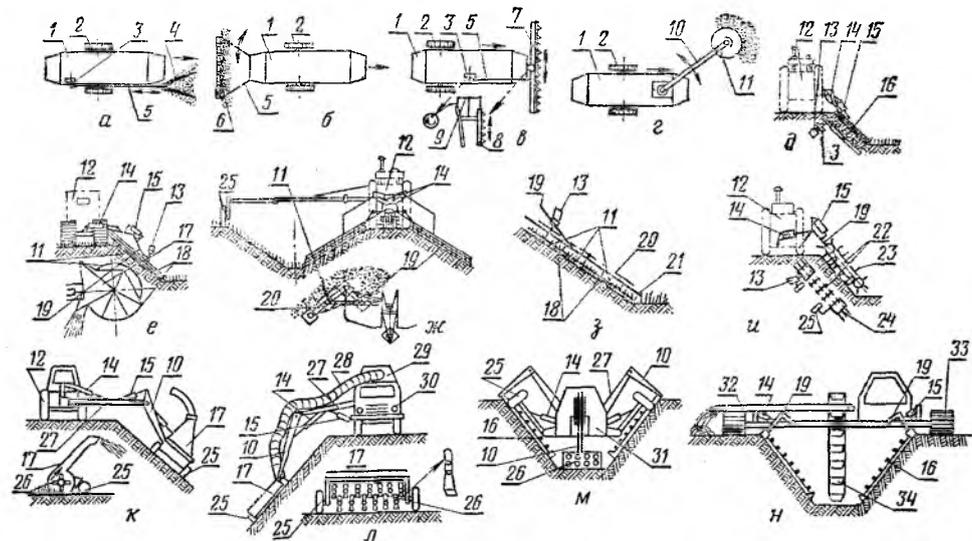


Рис. 50. Схемы машин для удаления растительности из каналов с рабочим органом механического действия.

Косилки плавучие: а — с V-образным ножом; б — с цепной косой; в — сегментная; г — ротационная. Косилки береговые (навесные): д — сегментная; е — однороторная; ж, з — многороторная; и — подборщик срезанной растительности. Косилки измельчители: к — роторная косилка-измельчитель; л — то же, с эжектией измельченной массы. Косилки полнопрофильные: м — внутриканальная для окашивания двух откосов и дна; н — седлающая для окашивания и очистки от наносов; 1 — корпус; 2 — лопастные колеса; 3 — эксцентрик; 4 — V-образный нож; 5 — шатун; 6 — цепная коса; 7 — горизонтальный сегментный рабочий орган; 8 — то же, вертикальный; 9 — коромысло; 10 — рукоять; 11 — ротационный рабочий орган (ротор); 12 — трактор; 13 — гидромотор; 14, 15 — гидроцилиндры; 16 — наклонный сегментный рабочий орган; 17 — кожух; 18 — лыжи; 19 — рама рабочего органа; 20 — клиноремная или цепная передачи; 21 — рама рабочего органа; 22 — цепной рабочий орган; 23 — штыри; 24 — планки; 25 — опорные колеса; 26 — ротационный измельчитель; 27 — стрела; 28 — эжекционный шланг; 29 — эжекторная установка; 30 — автшасси; 31 — внутриканальное шасси; 32 — транспортер; 33 — седлающее гусеничное шасси; 34 — многоковшовый рабочий орган.

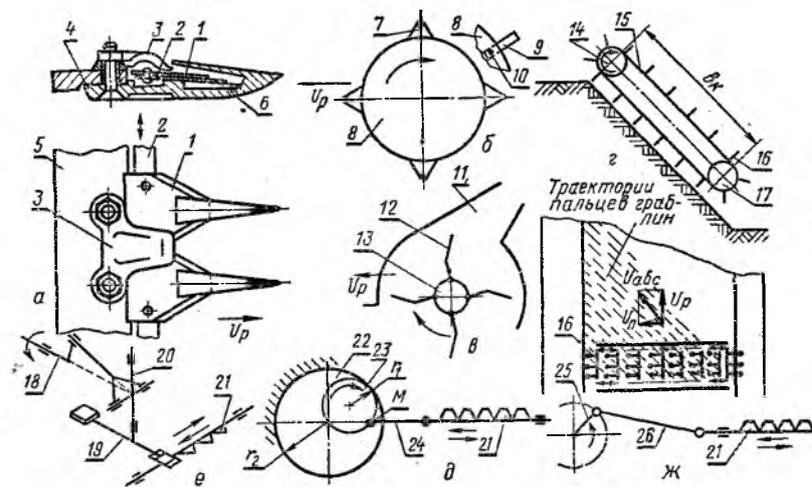


Рис. 51. Схемы режущих аппаратов, подборщика срезанной растительности конвейерного типа и приводов сегментных режущих аппаратов:

а — режущий аппарат сегментного типа (сегментно-пальцевого); б — ротационный режущий аппарат с осью вращения перпендикулярной окашиваемой поверхности; в — ротационный режущий аппарат с осью вращения параллельной окашиваемой поверхности; г — подборщик срезанной растительности конвейерного типа; д — планетарный привод; е — механизм качающейся вилки; ж — кривошипно-ползуновый механизм; 1 — сегмент; 2 — спинка ножа; 3 — прижим; 4 — палец; 5 — брус; 6 — противорежущая пластина; 7 — нож сегментного типа; 8 — несущий диск; 9 — нож поворотный прямой; 10 — палец; 11 — кожух-трубопровод; 12 — нож; 13 — барабан; 14 — ведущая звездочка; 15 — цепь; 16 — граблина; 17 — ведомая звездочка; 18 — ведущее звено; 19 — кулак; 20 — вертикальный вал; 21 — сегменты; 22 — неподвижное зубчатое колесо; 23 — планетарная шестерня; 24 — тяга; 25 — кривошип; 26 — шатун.

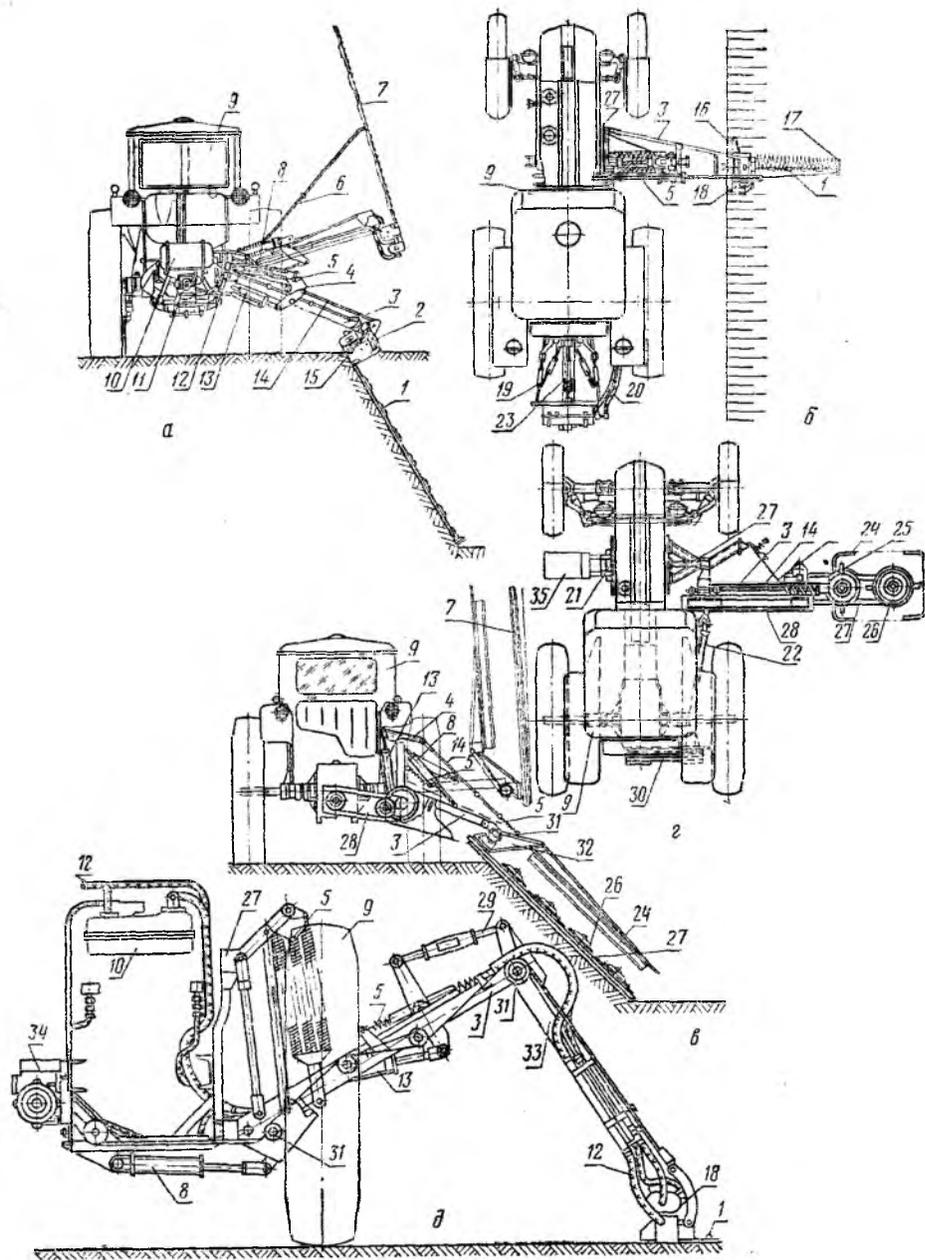


Рис. 52. Береговые каналокашивающие машины:

а — сегментная (вид сзади); *б* — то же (вид в плане); *в* — многороторная (вид сзади); *г* — то же (вид в плане); *д* — сегментная с двухшарнирной рамой; 1 — рабочий орган на откосе канала; 2 — тяги установки рабочего органа; 3 — навесная рама; 4, 15 — поворотный рычаг; 5 — пружинная подвеска; 6 — транспортная тяга; 7 — рабочий орган в транспортном положении; 8 — гидроцилиндр подъема рамы; 9 — колесный трактор; 10 — бак; 11 — гидронасос; 12 — гидросланги; 13 — гидроцилиндр поворота рабочего органа или рамы; 14 — тяги; 16, 17 — внутренний и наружный опорные башмаки с лыжами; 18 — гидромотор; 19 — навесная система трактора; 20 — гидросланги; 21 — рама крепления противовеса; 22 — карданный вал; 23 — карданный вал; 24 — защитный козырек; 25 — нож прямой шарнирный; 26 — роторы с прямоугольными шарнирными ножами; 27 — рама рабочих органов; 28, 30 — клиноременные передачи; 29 — винтовая стяжка; 31 — шарнир; 32 — кронштейн поворотный; 33 — наружная рама; 34 — лебедка поворота рабочего органа; 35 — противовес.

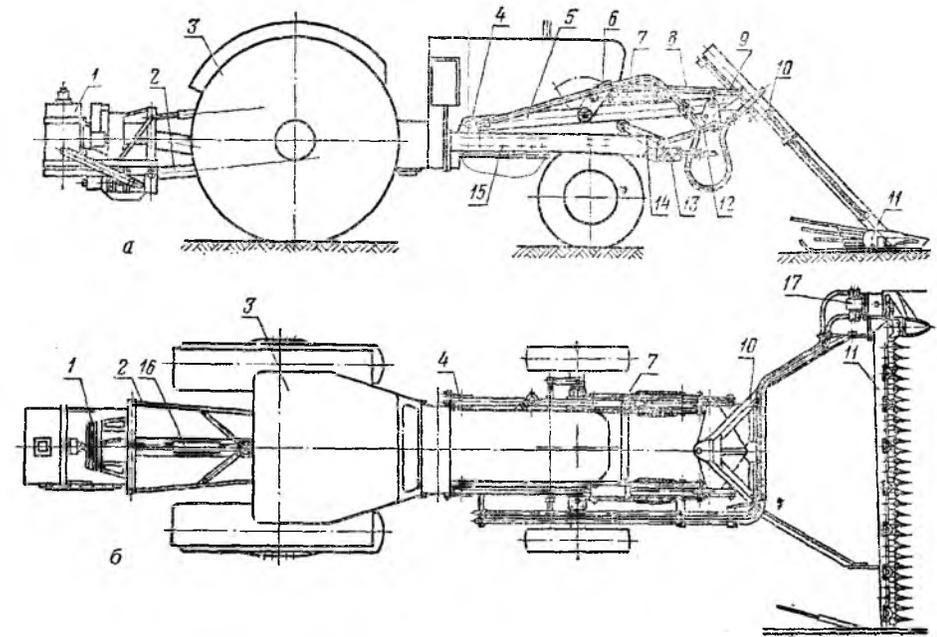


Рис. 53. Сегментная фронтальная косилка:

а — вид сбоку; *б* — вид сверху; 1 — гидронасосная станция; 2 — рычаги навесной системы; 3 — колесный трактор; 4 — шарнир; 5 — основная рама; 6 — рычаги задние; 7 — гидроцилиндры; 8 — тяга верхняя; 9 — рычаг передний; 10 — рама передняя; 11 — режущий аппарат; 12 — тяги нижние; 13 — пружины; 14 — рычаги нижние; 15 — нижняя рама; 16 — карданный вал; 17 — гидромотор.

самоустанавливаемость и приспособляемость к рельефу при неровных откосах за счет пружинной подвески 5. У косилок с высотой рабочего органа до 2 м и более рабочий орган шарнирно навешивают на состоящую из двух частей шарнирно-сочлененную раму (рис. 52, *д*). Установку рабочего органа на откосе и подъем его осуществляют гидроцилиндрами 8 (рис. 52, *а, б*) с поворотом гидроцилиндром 13 через рычаги 4 и 15 и тяги 14 или двумя гидроцилиндрами 8, 13 и лебедкой 34 (рис. 52, *д*). Навеска рабочего оборудования в плане внутри базы трактора (рис. 52, *б*) обеспечивает хороший обзор и является предпочтительной.

Привод режущего аппарата сегментного типа бывает механический или чаще гидравлический от гидромотора 18. Передача от гидромотора к подвижным ножам осуществляется через планетарный редуктор, качающуюся вилку или кривошипно-ползунный механизм.

Принцип работы планетарного редуктора (рис. 51, *д*) основан на свойстве вырождения гипоциклоиды¹ в прямую линию при соотношении радиусов планетарной шестерни и неподвижного зубчатого колеса $r_1/r_2=1/2$. Механизм качающейся вилки (рис. 51, *в*) представляет собой пространственный пятизвенник. При вращении ведущего звена 18 приводится в колебательное движение вал, жестко связанный с кулаком 19; колеблющийся кулак передает возвратно-поступательное движение сегментам 21. Кривошипно-ползунный механизм (рис. 51, *ж*) преобразует вращательное движение кривошипа 25 через шатун 26 в прямолинейное возвратно-поступательное движение сегментного ножа 21. У современных косилок (рис. 52, *а, б*) установлен специальный планетарный редуктор, у косилок (рис. 52, *д*) — механизм качающейся вилки.

¹ Гипоциклоида — линия, которую описывает точка *М*, закрепленная в плоскости некоторого круга радиуса r_1 , когда этот круг катится без скольжения внутри неподвижной окружности радиуса r_2 .

Таблица 15. Сравнение ротационных и сегментных косилок

Условия	Рабочие органы		
	роторный	многороторный	сегментно-пальцевый и двухножевой
Работа с вылетом рабочего органа до 2 м	Возможна при навеске на колесный или гусеничный тракторы класса 3 т	Возможна при навеске на колесный трактор класса 0,6—0,9 т	Возможна при навеске на колесный трактор класса 1,4 т
Работа с переменными вылетами рабочего органа до 4—5 м	Возможна при навеске на гусеничный трактор класса 3 т со стрелой и рукоятью	Возможна при навеске на колесный трактор класса 1,4 т	Возможна при навеске на колесный трактор класса 1,4 т
Эффективность работы в зависимости от растительного фона и плотности зарастания	Наиболее универсальны; практически окашивают любую травянистую растительность, в том числе полеглую и влажную, без потери производительности	Наблюдается снижение производительности при большой плотности зарастания	Наблюдается снижение производительности при большой плотности зарастания
Работа на каналах, засоренных камнями и погребенной древесиной	Не применяют	Обеспечивается достаточная надежность	Обеспечивается достаточная надежность
Работа на каналах, заполненных водой	Не применяют из-за разбрызгивания воды и полегания растительности	Незначительное снижение производительности	Незначительное снижение производительности
Работа на каналах с деформированным сечением	На сильно деформированных каналах работать не может	Приспособляемость режущего бруса к микрорельефу удовлетворительная	Приспособляемость режущего бруса к микрорельефу удовлетворительная

Фронтальные косилки с сегментным рабочим органом предназначены для окашивания берм и дна каналов. Режущий аппарат фронтальной косилки располагается перед трактором 3 (рис. 53). Брус подвешен на передней раме 10 и расположен со смещением таким образом, что трактор при окашивании движется на безопасном от бровки канала расстоянии. Режущий аппарат вместе с передней рамой 10 имеет свободу поворота вокруг горизонтальной оси, что позволяет режущему аппарату самоустанавливаться в зависимости от микрорельефа окашиваемой бермы. Кроме того режущий аппарат 11 совместно с передней рамой 10 и основной рамой 5 могут поворачиваться вокруг шарнира 4, причем рама 5 опирается на ролики, установленные на рычагах 14 пружинной подвески с пружинами 13. Таким образом, вся система оказывается вывешенной относительно нижней рамы 15.

Ротационные косилки (табл. 15) имеют режущий аппарат ротационного типа с осью вращения перпендикулярной окашиваемой поверхности (рис. 51, б), который срезает растения при движении вдоль окашиваемой поверхности ножами 7, закрепленными на вращающемся несущем диске 8. Применяют также прямые ножи 9, соединенные с диском 8 шарнирно пальцами 10 и удерживаемые в радиальном положении центробежной силой (при встрече с препятствием ножи поворачиваются). Режущий аппарат срезает стебли без подпора, используя инерцию покоя ствола, что требует значительной окружной скорости (20—40 м/с).

Ротационные косилки бывают однороторные и многороторные, последние с постоянным и переменным вылетом от бровки.

Однороторная косилка предназначена для скашивания растительности на откосах ротором 11 (рис. 50, е). Ротор имеет по окружности вставные ножи. Срезанная растительность отбрасывается или самим диском, или лопатками, расположенными на верхней поверхности его. Ротор имеет кожух 17, форма которого сделана так, чтобы направлять выбрасываемую растительность на берму. Рабочий орган 11 установлен на ра-

ме 19, которая шарнирно связана с поворотной рамой и через нее с основной рамой на тракторе 12. Ротор устанавливается гидроцилиндрами 14 и 15 и имеет привод от гидромотора 13.

Многороторная косилка с постоянным вылетом имеет 4—5 роторов 26 (рис. 52, в, г) с прямыми шарнирно установленными ножами 25. Рама 27 рабочих органов навешивается консольно на раму трактора 9 через раму 3. Двухшарнирная система позволяет установить рабочие органы вдоль откоса или в транспортное положение при помощи гидроцилиндров 8 и 13 с рычагом 4 и тягой 14 для поворота рабочего органа. В рабочем положении приспособляемость рабочего органа к микрорельефу откоса обеспечивается пружинной подвеской 5 к опорным башмакам. Защитный козырек 24 защищает оператора и направляет отбрасываемую растительность на берму.

Привод роторов — механический от ВОМ трактора через клиноремные передачи 28, 30, конический редуктор и систему цилиндрических шестерен внутри кожуха рамы. Есть также косилки с приводом роторов от гидромотора 13 (рис. 50, з, и) клиноремных передач 20, конических и шестеренных редукторов. Многороторная косилка с переменным вылетом имеет рабочий орган (рис. 52, в), установленный шарнирно на стреле с рукоятью и гидравлическим управлением.

Многороторная косилка для окашивания обоих откосов и верха дамб на тракторе 12 (рис. 50, ж) имеет три навесные рамы, на которых установлены роторы.

Есть также роторные косилки, имеющие режущий аппарат ротационного типа с осью вращения параллельной окашиваемой поверхности (рис. 51, в). Рабочим органом является барабан 13 со смонтированными на нем шарнирно в шахматном порядке ножами 12. При вращении барабана и перемещении его перпендикулярно оси ножи срезают попавшие в зону резания растения и выбрасывают скошенную массу через кожух-трубопровод 11. За рубежом применяют косилки-измельчители с консольной навеской на трактор 12 (рис. 50, к) или автошасси 30 (рис. 50, л). Ротор 26 с осью вращения, параллельной откосу, срезает и измельчает растительность, выбрасывая ее через раструб кожуха 17 на берму или отсасывая измельченную массу эжектором 29 через шланг 28¹.

Внутриканальные (плавучие) механические косилки. Основной косилки служит корпус 1 (рис. 50), на котором монтируют рабочие органы. Косилка оборудована боковыми лопастными колесами 2, задним лопастным колесом или водометным движителем. Внутри корпуса помещается двигатель и силовая передача.

V-образные ножи 4 (рис. 50, а) совершают возвратно-поступательное движение в горизонтальной плоскости. Ножи движутся от эксцентриков 3 с приводом. При движении корпуса лодки вся растительность срезается на ширине захвата ножей.

Цепная коса 6 (рис. 50, б) навешивается сзади корпуса в виде нескольких шарнирно соединенных режущих полотен-ножей. Они совершают возвратно-поступательное движение перпендикулярно направлению движения косилки при помощи шатунов 5. При этом ножи движутся по поверхности дна и откосов канала и срезают растительность с жесткими стеблями.

Сегментные рабочие органы 7 и 8 устанавливаются на косилках горизонтально и вертикально (рис. 50, в). Горизонтальный рабочий орган 7

¹ За рубежом применяют комбинированные полнопрофильные косилки, имеющие два сегментных рабочих органа 16 (рис. 50, м, н), а иногда еще и третий рабочий орган 26 (рис. 50, м) для окашивания дна или многоковшовый рабочий орган 34 (рис. 50, н) для очистки дна от наносов и транспортера 32 для удаления наносов и растительности. Косилки эти, как правило, внутриканальные с опорой на откосы колесами 25 (рис. 50, м) или седлающие — на гусеничном ходу (рис. 50, н).

срезает растительность, а вертикальный 8 разрезает растительность, стелющуюся по воде. Подвижные ножи имеют привод от двигателя.

Ротационный (дисковый) рабочий орган 11 (рис. 50, г) совершает круговые движения на ширину захвата вместе с поворотной рукоятью 10, на которой он установлен. Рабочий орган имеет привод через гибкий вал или вал внутри рукояти 10.

Производительность плавучих самоходных косилок очень высока. Они могут срезать любую растительность. Небольшая осадка (25 см) позволяет им плавать при низком уровне воды. Они могут скашивать растительность в каналах, обсаженных деревьями, а также в отстойниках, водохранилищах и прудах. Недостаток этих косилок: отсутствие транспортирующего устройства для удаления срезанной растительности из канала.

Подборщики. Косилки в большинстве случаев не удаляют скошенную растительность из русла канала. Скошенная трава остается на откосе. Для подборки растительности и перемещения ее на берму используют специальные рабочие органы — подборщики. Подборщик срезанной растительности конвейерного типа (рис. 51, г) состоит из двух бесконечных цепей 15, охватывающих ведущую 14 и ведомую 17 звездочки с закрепленными на цепях граблями 16. При вращении звездочек 17 и 14 граблины, перемещаясь поперек откоса, транспортируют скошенную массу и выбрасывают ее на берму при одновременном перемещении рабочего органа вдоль откоса. Навешивается подборщик на ту же раму 21, что и режущий аппарат косилки (рис. 50, и). Рама подборщика опирается на два колеса 25, которые при работе катятся по откосу. Привод подборщика осуществляется от гидромотора 13 через редуктор.

Машины для удаления растительности с рабочим органом химического действия. Такие машины применяют для сжигания или опрыскивания ядохимикатами (травосжигатели или опрыскиватели).

Травосжигатели с огненным рабочим органом бывают навесные (рис. 54, а) и прицепные (рис. 54, б). Навесные травосжигатели выполняют в виде форсунок 3, навешиваемых на трактор 1 при помощи двухшарнирной рамы 4 или стрелы с рукоятью и гидравлическим или механическим

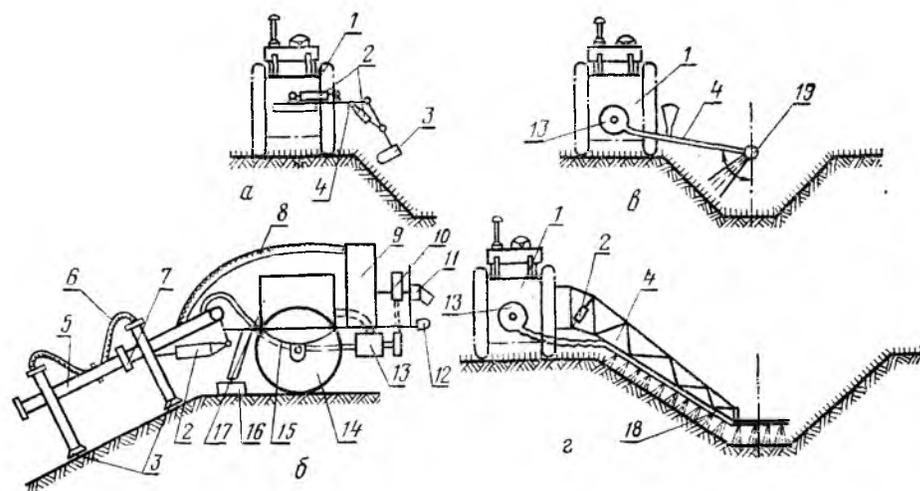


Рис. 54. Схемы машин для удаления растительности из каналов с рабочим органом химического действия:

а — травосжигатель навесной; б — то же, прицепной; в и г — опрыскиватели; 1 — трактор; 2 — гидроцилиндр; 3 — форсунка; 4 — рама; 5 — стрела; 6 — шланги; 7 — шаровой шарнир; 8 — воздухопровод; 9 — вентилятор с приводом; 10 — клиноремная передача; 11 — гидромотор; 12 — прицеп; 13 — насос или вентилятор; 14 — колесо; 15 — топливопровод; 16 — выносная опора; 17 — бак; 18 — распределительная труба; 19 — поворотное концевое колено.

управлением. Насос подает к форсунке жидкое топливо, а вентилятор — воздух, образуя направленный факел пламени форсунки, сжигающий растительность. Гидроцилиндрами 2 форсунка перемещается поперек откоса и дна, а движением трактора — вдоль канала.

Прицепной травосжигатель (рис. 54, б) размещен на прицепной к трактору одноосной тележке с гидроприводом от гидросистемы трактора. Из топливного бака 17 топливо насосом 13 подается в полую стрелу-трубу, куда также поступает сжатый воздух от вентилятора 9 по воздухопроводу 8. Из стрелы топливо — воздушная смесь через шланги 6 поступает в форсунки 3, создающие направленный факел пламени. Стрела устанавливается параллельно откосу гидроцилиндром 2, а форсунки, закрепленные на стреле на шаровых шарнирах 7, направляют факел в положении, наиболее эффективном для сжигания растительности. Привод насоса и вентилятора — от гидромотора.

Травосжигатели сжигают растительность в канале глубиной до 2,5 м, шириной по дну 0,5—0,9 м. Производительность — до 0,2 га/ч. Масса прицепного травосжигателя около 1,5 т. Сжигание растительности по экономичности уступает скашиванию.

Опрыскиватели имеют трубчатый рабочий орган, который навешивается на трактор и служит для опрыскивания растительности жидкими гербицидами или внесения в поверхностный слой дна и откосов гранулированных гербицидов. Применяют трубчатые рабочие органы с переменной установкой и с установкой параллельно дну и откосам. В первом случае поворотному концевому колену 19 (рис. 54, в) придается качательное движение для опрыскивания или внедрения гранулированных гербицидов по всей ширине откосов и дна. Во втором случае распределительная труба 18 с отверстиями (рис. 54, г) устанавливается вдоль откосов и дна на расстоянии, регулируемом гидроцилиндром 2, для опрыскивания жидкими гербицидами.

§ 10. Каналоочистители со сменными рабочими органами

Разнообразные условия и требования к машинам для содержания каналов потребовали создания каналоочистителей со сменными рабочими органами.

Различные установки сменных рабочих органов по отношению к каналу и горизонту хорошо обеспечиваются навеской их на поворотной

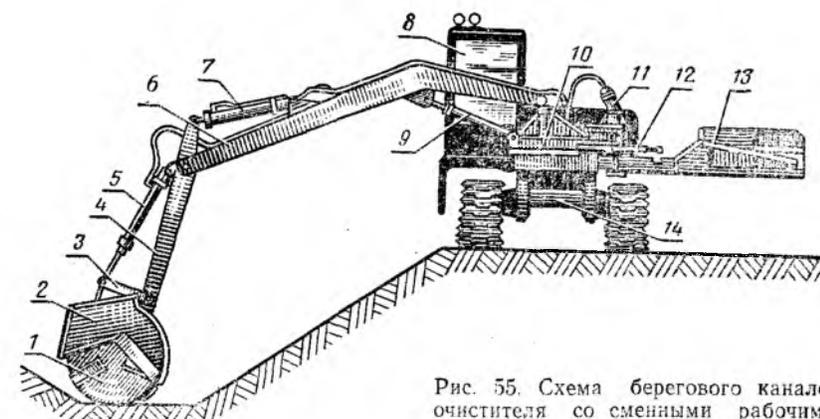


Рис. 55. Схема берегового каналоочистителя со сменными рабочими органами на гусеничном шасси:

1 — сменный рабочий орган (фреза); 2 — кожух рабочего органа; 3 — рычаг; 4 — рукоять; 5 — гидроцилиндр сменных рабочих органов; 6 — стрела; 7 — гидроцилиндр рукояти; 8 — кабина управления; 9 — гидроцилиндры стрелы; 10 — поворотная платформа; 11 — гидромотор механизма поворота; 12 — гидроцилиндр поворота; 13 — противовес; 14 — гусеничное шасси.

стреле *б* с рукоятью *4* и гидроприводом рабочего органа (рис. 55). Стрела сделана ломаной для увеличения глубины очищаемого канала, так же как удлиненная рукоять. На конце рукояти *4* с регулировкой гидроцилиндром *5* устанавливают сменные рабочие органы.

Каналоочиститель, показанный на рисунке 55, имеет семь видов сменных рабочих органов: ковш нормальный, ковш уширенный поворотный *5* (рис. 49), горизонтальный конический шнек *31* с метателем *30* (рис. 43), фрезу *1* с осью вращения параллельной оси канала (рис. 44), косилку сегментную со шнековым подборщиком, травосжигатель прицепной (рис. 54, *б*), землесос.

Те же виды сменных рабочих органов имеет каналоочиститель, показанный на рисунке 49, *д*. Его рабочие органы могут очищать каналы глубиной до 2,5 м, шириной по дну 0,4—1,5 м и коэффициенте заложения откосов 1:1—1:2, при мощности двигателя до 40 кВт и рабочей скорости от 15 до 60 м/ч. Производительность 35—70 м³/ч для различных рабочих органов.

К числу каналоочистителей со сменными рабочими органами относится также каналоочиститель, представленный на рисунке 43, который, кроме шнека *31* с метателем *30*, может быть оборудован фрезой, землесосом, травосжигателем (на жидком топливе или газе), нормальным и уширенным ковшом.

Фрезерный каналоочиститель (рис. 45, *а*), кроме отвала бульдозера, может быть оборудован планировщиком откосов скребкового типа, многороторной косилкой.

§ 11. Оборудование и механизированный инструмент для содержания и ремонта каналов

Косилки на базе тракторов (рис. 52, 53) нельзя применять для окашивания откосов при затрудненных подходах к каналам, когда бермы заняты под посевами, или вдоль канала расположены строения, лесные насаждения, для окашивания каналов, откосы которых укреплены фашинами, плетнем, досками. Затруднено использование машин и при удалении растительности на каналах с сильно деформированными откосами и бермами, при засоренности русла камнями, погребенной древесиной. Одним из резервов повышения производительности и улучшения условий труда при удалении растительности в таких условиях является применение механизированного инструмента. В мелиорации в полевых условиях применяют инструмент с двигателями автономного питания — бензодвигателями и пневмодвигателями. Пневмоинструмент, например пневмокосилка (рис. 56, *а*), работает от передвижных компрессорных установок (рис. 56, *м*). У пневмокосилки имеются три сменных рабочих органа — сегментная косилка (рис. 56, *з*), дисковая пила (рис. 56, *б*), работающая с частотой вращения 3000—4000 об/мин, для скашивания кустарника или ротационный рабочий орган (рис. 56, *в*).

Передача осуществляется через жесткий и гибкий валы. Во время работы инструмент массой 6—8 кг держат в руках (часто подвешивают с помощью ремня на плечо рабочего). Производительность достигает 0,06 га/ч. Роторная косилка с пневмодвигателем на 25—30% легче и удобнее, чем с бензодвигателем.

В состав работ по ремонту каналов входят: устранение местных размывов, разрушений, просадок откосов и дна, разрушений и промывов дамб, деформации поверхности откосов и дна, деформации, трещин и других дефектов искусственных сооружений на каналах, в том числе арматуры, металлоконструкций и т. д. Специальных машин по ремонту каналов пока еще нет, и для проведения этих работ используют каналоочистители.

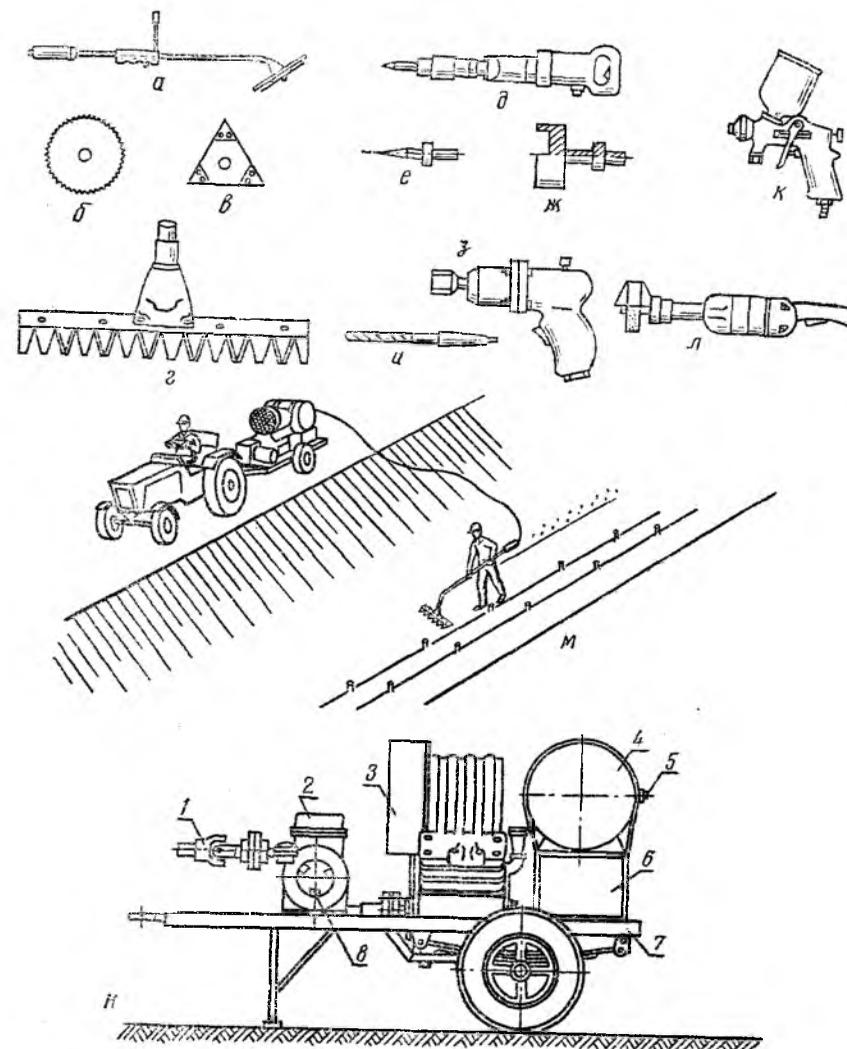


Рис. 56. Схемы механизированного инструмента для содержания и ремонта каналов:

а — пневмокосилка; *б* — сменный рабочий орган к пневмокосилке — дисковая пила для кустарника; *в* — то же, ротационный рабочий орган для скашивания; *г* — то же, сегментный рабочий орган; *д* — пневматический бетонолом; *е* — зубило; *ж* — молоток; *з* — пневмогайковерт; *и* — сменный рабочий орган — сверло; *к* — краскопульт; *л* — пневмометной косилкой при окашивании укрепленных откосов канала с кольями на дне; *м* — прицепной передвижной компрессор во время работы с сегментной косилкой для содержания и ухода за каналами; *н* — агрегат для сбора мощности трактора; *1* — карданный вал от вала; *2* — станок для заточки колец; *3* — компрессор; *4* — ресивер; *5* — штуцер для присоединения шланга; *6* — ящик для сменного инструмента; *7* — рама тракторного прицепа; *8* — кулачки для зажима колец при заточке.

Таблица 16 Сравнительные показатели рабочих органов каналоочистителей (по данным ВНИИГиМ)

Рабочий орган или машина	Удельная энерго-емкость, кВт·ч/м	Удельная металлоемкость, т·ч/м	Трудоёмкость на 100 м³ грунта, чел·ч
Ковш профильный одноковшового экскаватора	1,99—1,29	0,96—0,62	5,44
Одноковшовый	2,94—2,44	0,53—0,44	5,63
Многоковшовый	0,99—0,66	0,18—0,27	4,17—4,11
Скребок	1,2	0,08—0,24	4,70—3,88
Ротационный	1,01—0,78	0,20—0,14	3,00—3,07
Шнековый	0,72	0,14	2,25

Для ремонтных работ широко применяется механизированный пневмоинструмент со сменными рабочими органами (рис. 56) — бетонолом (рис. 56, д), со сменным зубилом (рис. 56, е) и молотком для забивки кольев (рис. 56, ж) при ремонте осушительных каналов с крепленными откосами. Для монтажных работ, ремонта металлоконструкций применяют пневмогайковерты (рис. 56, з) со сменными сверлами (рис. 56, и), пневмошлифовалки (рис. 56, л) и краскопульты для окраски (рис. 56, к). Набор инструмента может быть значительно увеличен в зависимости от характера выполняемых работ. Он хранится в ящике 6 (рис. 56, н) прицепного агрегата для содержания и ремонта, оборудованного компрессором 3 с ресивером 4, к штуцеру 5 которого присоединяют шланг пневмоинструмента. На этом же тракторном прицепе 7 устанавливается станок 2 для заточки кольев, зажимаемых в кулачках 8. Привод — от вала отбора мощности 1 трактора.

Создаются специальные ремонтеры каналов на автошасси или прицепе, которые оборудованы энергетической установкой (компрессор и дизель-генератор) и необходимым набором пневмо- или электроинструмента, а также бетономешалкой, сварочным аппаратом, краскопультом, вибраторами.

§ 12. Использование машин для содержания и ремонта каналов и перспективы их развития

Одноковшовые каналоочистители на очистке имеют высокую энерго- и металлоемкость и низкую производительность (табл. 16). Поэтому их применяют со специальными ковшами, если нет более производительных машин (или невозможно их применение).

Основное направление механизации процессов очистки каналов, главным образом мелкой сети, — использование и совершенствование конструкции и увеличение параметров каналоочистителей непрерывного действия с активными рабочими органами. Их показатели значительно лучше, чем машин циклического действия.

Для выполнения текущего ремонта и ухода за каналами должен быть налажен выпуск легких мобильных машин на базе тракторов небольшой мощности, чтобы заменить ручной труд русловых ремонтеров. Они должны обеспечить высокую производительность и минимальную стоимость при малых удельных объемах (0,05—0,1 м³ на 1 м) и при неравномерном распределении наносов по длине канала. Наиболее применимы внутриканальная схема или схема с консольной навеской рабочего органа при высокой мобильности и транспортной скорости. Эти машины должны иметь набор сменных рабочих органов непрерывного и циклического действия, в том числе косилки на базе тракторов, существующих каналоочистителей и одноковшовых экскаваторов с гидроприводом.

Развитие машин для текущих ремонтов должно осуществляться в направлении повышения качества выполняемых работ. Особенно это ка-

сается операций при очистке каналов с шириной дна 0,2—0,6 м, каналов с укрепленными и облицованными откосами. В этих случаях рабочие органы машин должны вписываться в размеры каналов и удалять наносы без повреждений дна, откосов и их креплений, обеспечивать строго прямолинейное движение рабочего органа в заданном направлении. Одним из решений здесь может быть внедрение автоматики в систему управления машин.

При создании машин непрерывного действия для очистки и текущего ремонта бетонированных и вообще облицованных каналов наиболее существенным является введение в конструкцию упругих элементов или амортизирующих устройств, смягчающих или исключаящих удары рабочего органа об облицовку канала. Здесь перспективны землесосные рабочие органы с гидрорыхлителями — водоструйными насадками и всасывающим наконечником, расположенными на копирной лыже, связанные гибкими шлангами с насосом и землесосом и перемещаемые тяговым тросом.

Для очистки оросительных каналов, обсаженных деревьями, наиболее целесообразно применение внутриканальных машин с комбинированными рабочими органами непрерывного действия, а иногда и навесное рабочее оборудование циклического действия со специальными поворотными ковшами.

При капитальном ремонте (восстановлении) деформированного канала (удельный объем 0,5—1 м³ на 1 м) и реконструкции сети восстанавливается профиль канала по всему периметру сечения, часто с дноуглублением в плотных заросших грунтах с корневищами, древесными и мелкими каменными включениями. Эти работы хорошо выполнять многоковшовыми каналоочистителями, которые должны быть усовершенствованы для работы на глубину до 3—3,5 м, а в труднодоступных каналах — одноковшовыми. В более легких грунтах можно использовать скребок, шнековые рабочие органы. Для повышения производительности и параметров машин (до глубины 2—3 м) будут использоваться базовые машины большей мощности.

Для ремонта и очистки каналов больших сечений, а также водохранилищ и отстойников перспективно применение общестроительных машин — земснарядов, а также машин циклического действия, в частности экскаваторов-планировщиков и машин с планировочным оборудованием.

Скашивание и удаление растительности с откосов каналов выполняется комплектом машин, состоящим из косилок и подборщиков, выносящих скошенную растительность на берму. Дальнейшее развитие этой группы машин заключается в создании комбинированных рабочих органов на базе сегментных и роторных рабочих органов косилок, способных производить эти действия одновременно. Перспективно создание специальных машин для сбора растительности и погрузки ее в транспортные средства, для использования в кормопроизводстве.

Для скашивания растительности со дна с крепленными и некрепленными откосами и бермами будут созданы специальные ротационные косилки. Перспективно применение моторизованного инструмента.

Глава 6. МАШИНЫ ДЛЯ УСТРОЙСТВА ЗАКРЫТОГО ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ДРЕНАЖА И ТРУБОПРОВОДОВ

§ 1. Общие требования. Классификация дренажных машин и их назначение

К дренажным машинам предъявляют следующие общие требования: прокладка дренажа с заданным уклоном при любом рельефе поверхности с минимальным искривлением дренажной линии в плане и от-

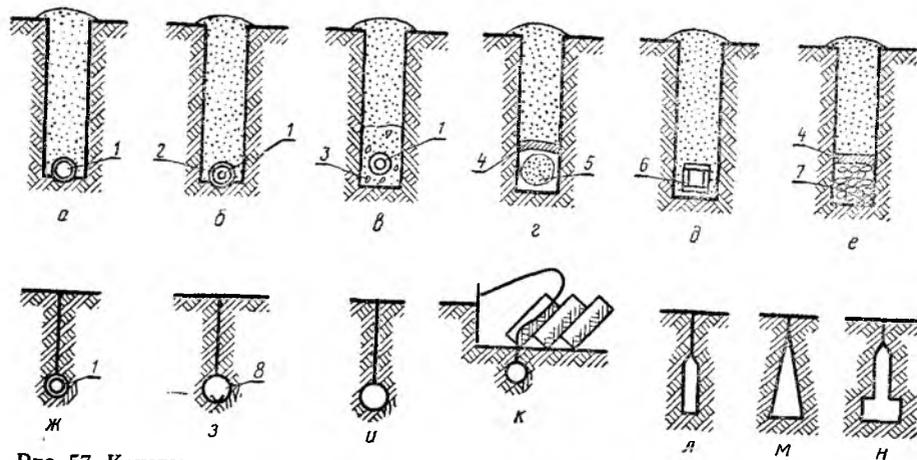


Рис. 57. Конструкции закрытых дрен:

a — из труб, заложенных траншейным способом; *б* — из труб, заложенных траншейным и узкотраншейным способом с защитой от заиливания; *в* — то же, с круговой фильтрующей обсыпкой; *г* — из фашин, заложенных траншейным способом; *д* — из деревянных дощатых труб, заложенных траншейным способом; *е* — из камня, заложенного траншейным способом; *ж* — из труб, заложенных бестраншейным способом; *з* — то же, из пластмассовых труб, сформированных из ленты; *и* — кротовой; *к* — кротовой, проложенной одновременно со вспашкой; *л* — щелевой прямоугольного сечения; *м* — щелевой треугольного сечения; *н* — щелевой переменного сечения; *1* — дренажная труба; *2* — защитный слой от заиливания (стеклохолст, стеклоткань, минеральная вата, мох, торфокрошка и др.); *3* — фильтрующая обсыпка; *4* — дерн; *5* — фашины; *6* — деревянные дощатые (желобковые) трубы; *7* — камень (щебень, гравий); *8* — пластмассовая труба, сформованная из ленты.

существом обратных уклонов; строительство дренажа при высоком уровне грунтовых вод, в обрушающихся, неустойчивых, липких и мерзлых грунтах, в грунтах с низкой несущей способностью, с большим содержанием древесных и каменных включений; прокладка дрен на расчетную глубину (до 1,5—2,5 м в зонах осушения и до 2,5—4 м — в зонах орошения), требуемого диаметра (50—300 мм и более) и из различных материалов (керамические, пластмассовые, асбестоцементные, керамзитобетонные и др.); правильное сопряжение дренажных труб между собой и дренажной линии с закрытыми и открытыми коллекторами;

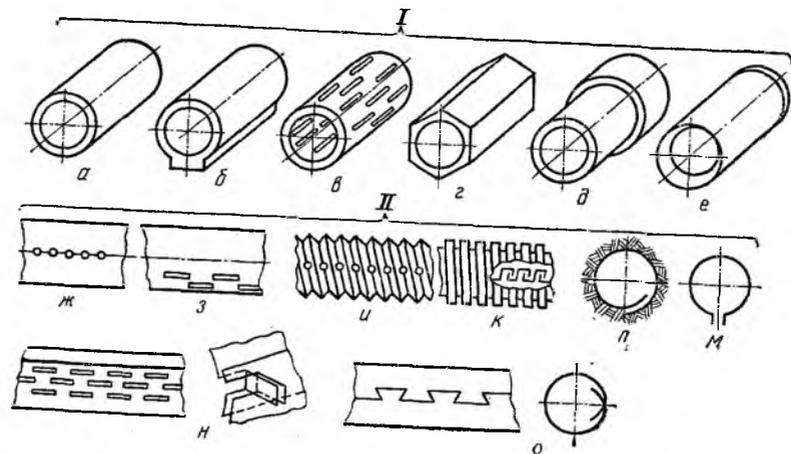


Рис. 58. Дренажные трубы:

I — керамические, бетонные и другие, укладываемые в раструб и встык; *II* — пластмассовые, укладываемые непрерывно; *a* — обыкновенные; *б* — с опорной поверхностью; *в* — перфорированные; *г* — граненые; *д* — раструбные; *е* — фасонные; *ж* — гладкостенные с круглыми водоприемными отверстиями; *з* — гладкостенные с прямоугольными водоприемными отверстиями; *и* — гофрированные с круглыми водоприемными отверстиями; *к* — из фигурной ленты; *л* — из ленты с упругоподжатым швом; *м* — из ленты со швом встык; *н* — из ленты со швом внахлестку, соединенным многострочной перфорацией; *о* — из ленты со швом «молния».

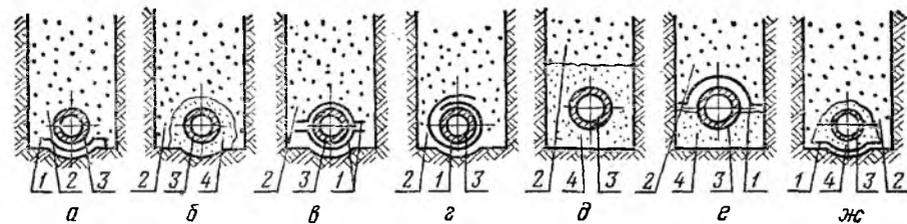


Рис. 59. Способы укладки фильтрующего материала:

a — под трубу; *б* — защита сверху; *в* — защита из двух лент; *г* — защита из ленты со стыком сверху (снизу); *д* — круговая фильтрующая обсыпка; *е, ж* — комбинированная защита; *1* — лента; *2* — засыпка; *3* — труба; *4* — мох, торфокрошка, минеральные материалы.

сплошная защита или обсыпка труб фильтрующими материалами; постоянный контроль за качеством укладки дренажной линии; полная механизация всех производственных процессов; соблюдение специальных агротехнических и мелиоративных требований.

Различают дренажные машины для устройства материального дренажа из труб заводского изготовления (рис. 57, *a, б, в, ж*), формуемых в процессе укладки или из различных пористых материалов (фашины, жерди, дощатые трубы, щебень, гравий, шлак и др.), для устройства кротового дренажа в торфяных и минеральных грунтах в виде воздушных полостей со стенками из уплотненного или укрепленного грунта (рис. 57, *и, к*); для устройства щелевого дренажа в пнистых торфяных грунтах в виде щелей-дрен различного сечения, закрытых сверху (рис. 57 *л, м, н*).

Машины для устройства материального дренажа подразделяют на траншеекопатели для прокладки траншей с последующей ручной укладкой дренажных труб, дренажные трубоукладочные машины с двумя рабочими органами — землеройным и трубоукладочным (трубоформирующим) для отрывки дренажной траншеи (щели) и одновременной укладки встык или в раструб труб из различных материалов, готовых пластмассовых труб и защитных, фильтрующих материалов, труб, сформированных из ленты в процессе укладки, и труб, изготовленных в кротовой дрене.

Наибольшее распространение получили керамические и пластмассовые дренажные трубы (рис. 58). Керамические дренажные трубы имеют различную форму и могут соединяться встык (зазор — 1—2 мм), в раструб, с помощью центрирующих фасок или соединительных муфт.

Пластмассовые дренажные трубы из полиэтилена или поливинилхлорида поставляются готовые в бухтах длиной 200—400 м или плетях длиной 3—6 м, или формуются из ленты в процессе укладки. Укладка фильтрующего материала может осуществляться различными способами (рис. 59), что должно учитываться конструкцией трубоукладчика.

Дренажные траншеекопатели имеют только один землеройный рабочий орган, отрывающий траншею под заданный уклон и формирующий ложе под дренажные трубы. Траншеекопатели имеют активные (рис. 60, *a, б, в, г, д*) и пассивные (рис. 60 *е, ж, з*) рабочие органы. Строительство дренажа с ручной укладкой труб малопродуктивно, требует большого объема ручных работ и находит ограниченное применение (при тяжелых условиях рельефа или зимой).

Землеройные рабочие органы, показанные на рисунке 60, *a б, в, г, д*, используют для дренажных трубоукладочных машин.

По технологическому признаку строительство материального закрытого дренажа может осуществляться: траншейным способом, при котором вручную или с помощью механизмов на дно траншеи шириной 0,5 м

и более укладывают дренажные трубы; узкотраншейным способом, когда ширина разрабатываемой траншеи составляет 0,1—0,4 м; бестраншейным способом, характеризуемым прорезкой узкой щели шириной до 0,2 м.

В соответствии с этим машины делят на траншейные, узкотраншейные и бестраншейные. По способу агрегатирования машины бывают самоходные, прицепные и навесные; по виду ходового оборудования: на гусеничном, колесном, колесно-гусеничном ходу и реже на лыжах; по системе навески землеройного рабочего органа, которая характеризуется кинематикой перемещения рабочего органа для изменения глубины в процессе работы: с радиальным движением вокруг шарнира гидроцилиндрами 3 (рис. 61, а); с накаткой лебедкой 24 и полиспастом 4 по направляющим 23 (рис. 61, б); с комбинированным подъемом на рычагах 5 (рис. 61, в), гидроцилиндрами 6 и поворотом вокруг шарнира гидроцилиндрами 7; с плоско-параллельным движением на рычагах 11 навесной системы гидроцилиндрами 8 и возможным поворотом вокруг шарнира гидроцилиндром 10 (рис. 61, г); по системе очистки ковшей или скребков от налипающего грунта: рычажной, подвижной заслонкой или очистными планками (для скребков). Для принудительной очистки ковшей от налипающего грунта служит очиститель ковша (рис. 61, д), состоящий из рычага 13 с очистным ножом. Рычаг крепится через шатун 14 к турасному валу 15 и с помощью предварительно натянутых пружин 16 к раме.

При принудительной очистке ковша подвижной заслонкой 18 (рис. 61, е) последняя, соприкасаясь с отбойным роликом 17, перемещается относительно боковых стенок ковша 12 и выталкивает грунт на транспортирующий орган.

Звено цепи, идущее перед скребком 21 (рис. 61, ж), снабжено удлиненными щеками, на которых укреплены очистные планки 22. При

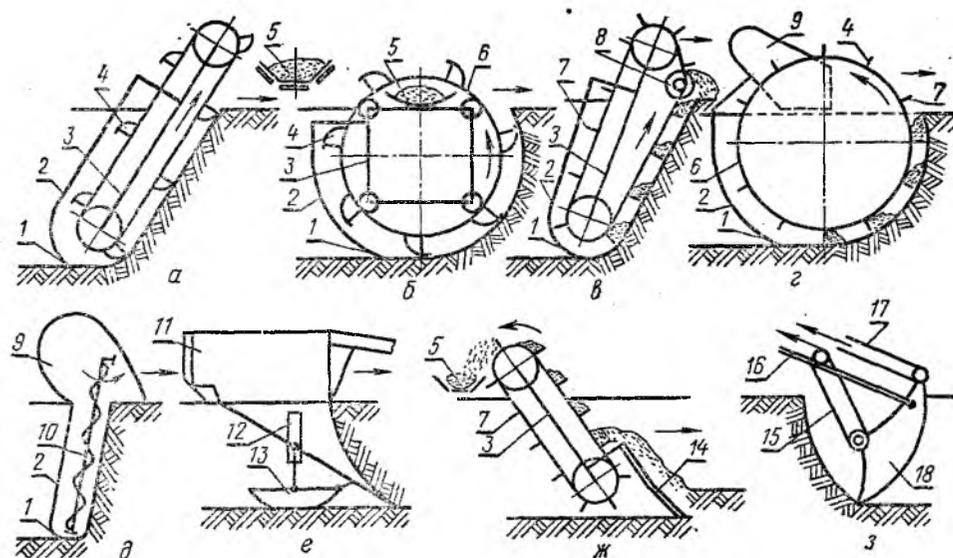


Рис. 60. Схемы землеройных рабочих органов дренажных траншекопателей и дренажноразрыхлительных машин:

а — цепной многоковшовый; б — роторный многоковшовый; в — цепной скребковый; г — роторный скребковый; д — шнековый; е — плужный; ж — дренажный плуг; з — дренажный ковш; 1 — зачистный скребок; 2 — рама зачистного скребка; 3 — рама рабочего органа; 4 — ковш; 5 — транспортер; 6 — ротор; 7 — скребок; 8 — горизонтальный шнек; 9 — отвал; 10 — шнек; 11 — плужный рабочий орган; 12 — гидроцилиндр; 13 — опорная лыжа; 14 — плуг; 15, 17 — тяговый и подъемный канаты; 16 — рукоять; 18 — узкий ковш.

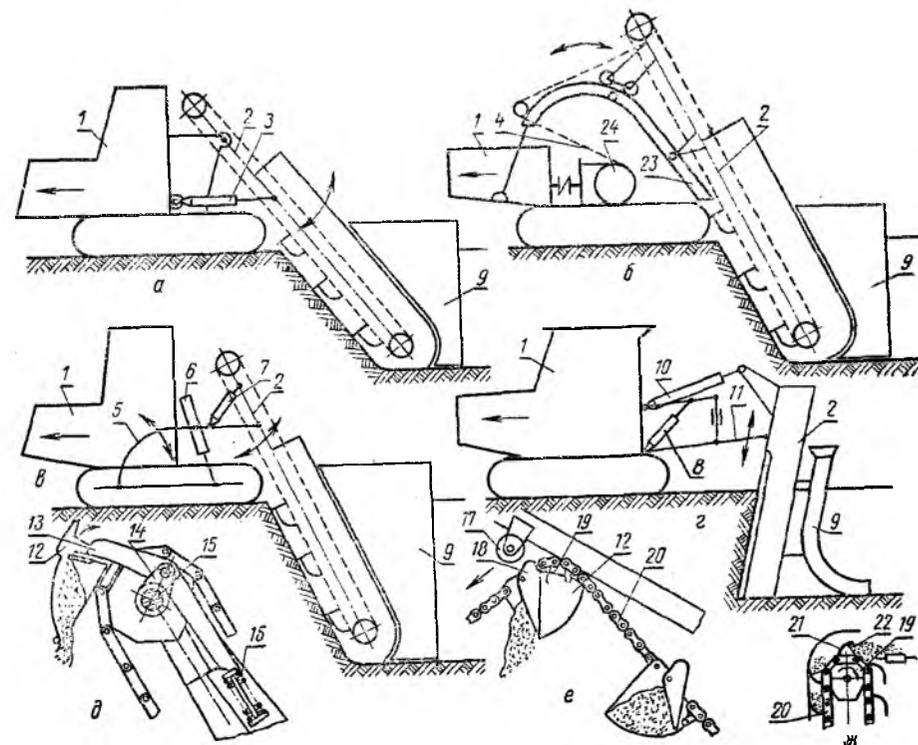


Рис. 61. Схемы навески землеройного рабочего оборудования дренажных машин и устройства очистителей ковшей.

Схемы навески: а — с радиальным движением; б — с накаткой по направляющим; в — с двумя совмещенными радиальными движениями; г — с плоскопараллельным движением. Схемы очистки ковшей: д — очиститель ковша с демпфированным скребком; е — принудительная очистка заслонкой; ж — самоочищающийся скребок; 1 — базовая машина; 2 — землеройное рабочее оборудование; 3, 7, 10 — гидроцилиндры поворота; 4 — подъемный полиспаст; 5 — рычаг; 6 — гидроцилиндр подъема; 8 — гидроцилиндры навесной системы; 9 — дренажноразрыхлитель; 11 — рычаги навесной системы; 12 — ковш; 13 — рычаг с ножом; 14 — шатун; 15 — турасный вал; 16 — пружина; 17 — отбойный ролик; 18 — заслонка; 19 — звездочка; 20 — цепь; 21 — скребок; 22 — очистная планка; 23 — направляющие; 24 — лебедка.

огибании звездочки 19 вследствие изменения угла между звеньями цепи очистная планка 22 перемещается вдоль скребка 21, производя принудительную очистку скребка от налипающего грунта.

§ 2. Дренажные трубоукладочные машины с активным рабочим органом

Землеройный рабочий орган в зависимости от конструктивного исполнения может быть: при траншейном способе — многоковшовый цепной (рис. 60, а) и роторный (рис. 60, б), отрывающие траншею шириной 0,5 м и более и глубиной 1,5—4 м; при узкотраншейном — скребковый цепной (рис. 60, в) и роторный (рис. 60, г), или шнековый (рис. 60, д), отрывающие траншею шириной 0,1—0,4 м и глубиной до 2—3 м.

Многоковшовый рабочий орган выгружает разработанный грунт свободно или принудительно на ленточный отвальный транспортер 5 (рис. 60, а, б), скребковый и шнековый рабочие органы транспортируют грунт только до поверхности, где он сдвигается в сторону от бровки траншеи горизонтальными шнеками 8 или отвалами 9 (рис. 60, в, г, д). Плужный рабочий орган (рис. 60, е) и многопроходный дренажный плуг 14 (рис. 60, ж) с транспортирующим скребковым рабочим органом прокладывают неглубокие (0,8—1 м) траншеи в каменистых грунтах и

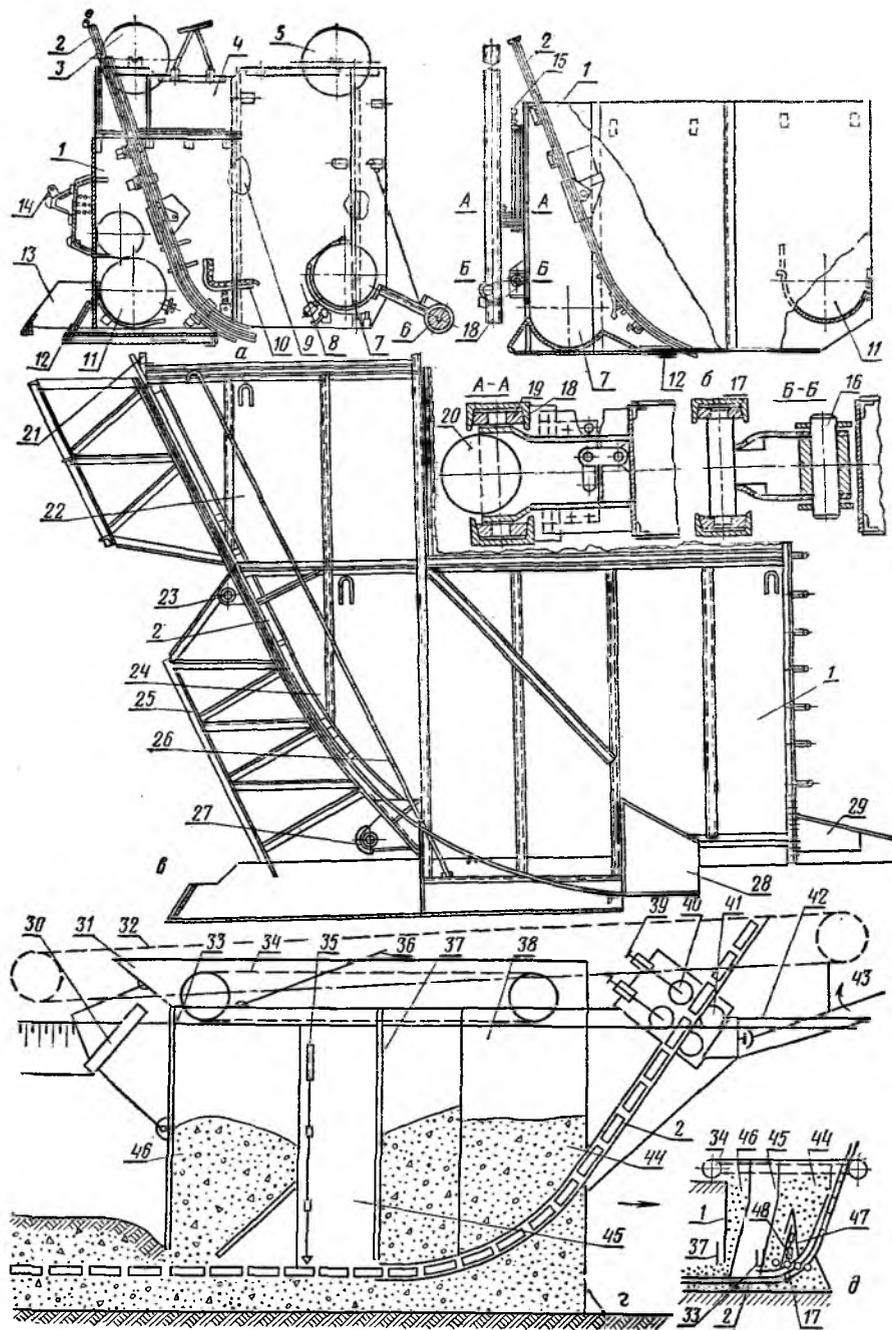


Рис. 62. Трубоукладчики для укладки труб встык и в раструб:

a — навесной для свободной укладки с защитной лентой траншейным способом; *б* — то же, узкотраншейным способом; *в* — то же, с фильтрующей обсыпкой траншейным способом; *г* — прицепной для принудительной укладки с фильтрующей обсыпкой (схема); *д* — с дефлектором (схема); 1 — бункер; 2 — наклонный прутковый желоб; 3, 5 — запасные рулоны фильтрующего материала (защитной ленты); 4 — съемные боковые щитки; 6 — прижимной ролик; 7, 11 — места установки кассет с фильтрующим материалом; 8, 9 — съемные щиты; 10 — сиденье оператора; 12 — нож для образования желоба на дне траншеи; 13 — очиститель дна траншеи; 14 — проушины для крепления штока гидроцилиндра; 15 — рукоять управления фиксатором; 16 — палец; 17, 19 — ролики; 18 — направляющие; 20 — гидроцилиндр установки трубоукладчика в транспортное положение; 21 — ограждение; 22 — секция верхняя; 23 — ось крепления гидроцилиндра поворота трубоукладчика; 24 — секция нижняя; 25 — направляющие в сборе; 26 — лестница; 27 — ось крепления гидроцилиндра опоры; 28 — рассекатель; 29 — планировщик; 30 — приспособление для присыпки растительным слоем; 31 — открылки; 32 — ленточный транспортер обратной засыпки; 33, 37 — регулируемые планировщики фильтрующего слоя; 34 — ходовое оборудование; 35 — регулируемый планировщик емкая тяга; 38 — бункер; 39 — регулировочный винт; 40 — датчик контроля укладки; 36 — подъялики; 42 — тяговая рама; 43 — карданный вал привода роликов; 41 — приводные ролики; 45 — контрольный отсек; 47, 48 — дефлектор и гидроцилиндр.

применяются редко, так же как и малопроизводительный узкий дренажный ковш 18 обратной лопаты.

За землеройным рабочим органом в траншее перемещается трубоукладчик, осуществляющий подачу и укладку дренажных труб, а также защитных и фильтрующих материалов. Трубоукладчики (рис. 62) бывают с ручной и автоматической загрузкой, со свободной (под действием сил тяжести) и принудительной подачей труб и уплотнением стыков.

В зонах осушения дренаж устраивают обычно без фильтрующей обсыпки, но с защитой трубы фильтрующим материалом (лентой); в зонах орошения — с круговой фильтрующей обсыпкой; по этой причине трубоукладчики для различных зон имеют свои конструктивные особенности.

Трубоукладчик, показанный на рисунке 62, *a*, служит для подачи на дно траншеи дренажных керамических труб и укладки встык с одновременной изоляцией их одной или двумя лентами фильтрующего материала.

Внутри бункера 1 сварной конструкции установлен прутковый наклонный желоб 2, состоящий из двух частей, соединенных шарниром. Нижняя часть приподнимается при установке рулона с подстилающей лентой на место 11. Кассета (рулон) 7 с покрывающей лентой укладывается между двумя боковыми съемными щитами 8 и 9. Запасные рулоны 3 и 5 находятся в верхней части трубоукладчика. Смещение и увод фильтрующей ленты ограничивается боковыми дисками кассет. Трубы загружаются вручную сверху в желоб 2 и укладываются на дно траншеи под действием собственного веса (качество укладки корректируется оператором с сиденья 10). Защитные ленты из фильтрующего материала укладываются сверху и снизу трубы, сматываясь с рулонов (кассет) под действием тягового усилия трубоукладчика, для чего их концы закрепляются в начальных точках дрены.

Трубоукладчик навесной крепится к машине гидроцилиндром через проушину 14 и в рабочем положении скользит по дну траншеи. Перед трубоукладчиком устанавливается регулируемый по высоте очиститель дна траншеи 13. В нижней части приварен нож 12 для образования желоба под укладываемые трубы. Для прижатия пластмассовых труб к дну траншеи служит ролик 6.

Отличительной особенностью трубоукладчика для свободной укладки труб узкотраншейным способом (рис. 62, *б*) является меньшая ширина. В передней части бункера 1 расположены узлы крепления, которое осуществляется верхними 19 и нижними 17 роликами, перемещаемыми по вертикальным направляющим 18 из швеллеров. На нижнем рычаге расположен палец крепления штока гидроцилиндра 20 перемещения трубоукладчика.

Трубоукладчики для свободной и принудительной укладки труб с фильтрующей обсыпкой (рис. 62, *в, г*) также имеют желоб 2 для спуска на дно траншеи дренажных труб, отсеки — емкости 46 и 44 для фильтрующего материала и контрольный отсек 45. Процесс укладки фильтрующего материала вокруг дренажных труб разделен на две фазы. Разгрузочное отверстие заднего отсека с фильтрующим материалом перекрывается более чем наполовину рассекателем 28. Под рассекателем трубы укладываются на подстилающий слой фильтра, поступающий из переднего отсека, а за рассекателем присыпаются с боков и сверху фильтрующей обсыпкой из заднего отсека. Каждый из отсеков имеет регулируемые по высоте заслонки-планировщики 33 и 37 для регулирования высоты фильтрующего слоя. Дефлектор 47, устанавливаемый гидроцилиндром 48 (рис. 62, *д*), разделяет фильтрующий материал и уменьшает сводообразование у планировщика 33.

Трубоукладчик для принудительной укладки труб (рис. 62, *г*) исключает разрывы в дренажной линии, которые иногда возникают при

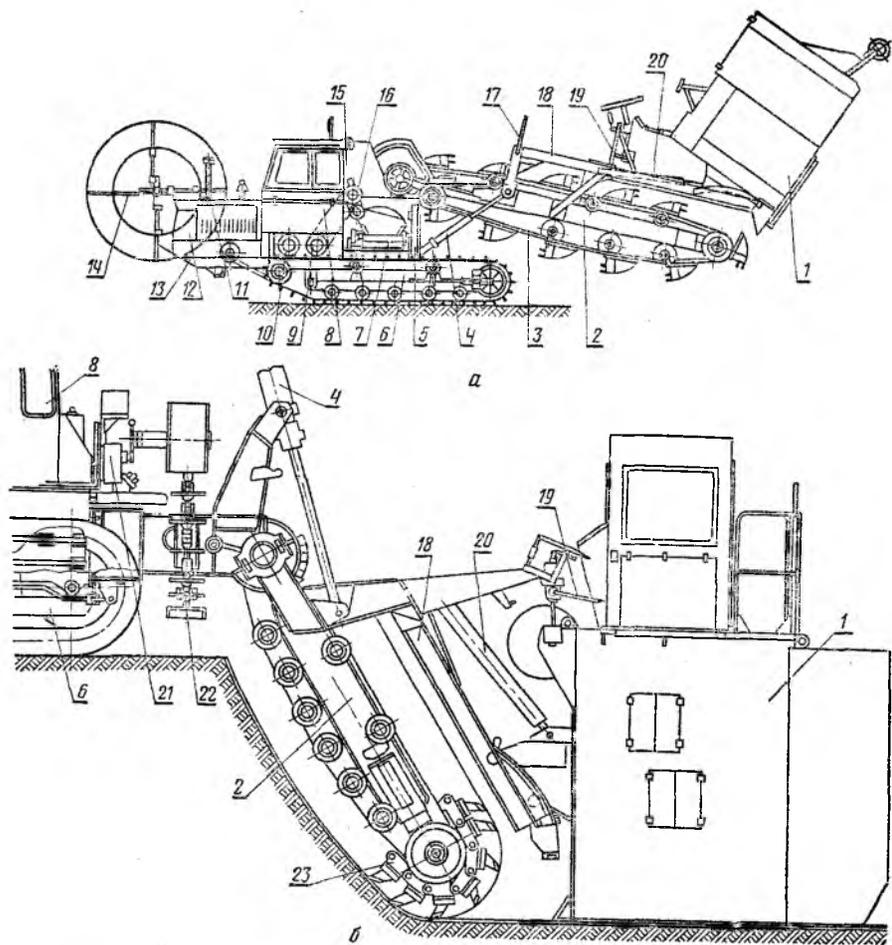


Рис. 63. Трубоукладочные траншейные машины (экскаваторы-дреноукладчики):

a — многоковшовая цепная; *б* — баровая цепная; 1 — трубоукладчик; 2 — рама землеройного рабочего органа; 3 — ковшовая цепь; 4 — гидроцилиндры управления землеройным рабочим органом; 5 — пилон; 6 — гусеничная тележка; 7 — ленточный отвалный транспортер; 8 — кабина с пультом управления; 9 — раздаточная коробка и коробка передач; 10 — бортовой фрикцион; 11 — выхлопная труба; 12 — двигатель; 13 — рама; 14 — крестовина для бухты пластмассовой трубы; 15 — приемный бункер; 16 — двухступенчатая цепная передача привода рабочего органа; 17 — направляющее кольцо для пластмассовых труб; 18 — верхняя рама; 19 — датчик механизма уклона; 20 — гидроцилиндр управления трубоукладчика; 21 — привод транспортера; 22 — скребковый транспортер; 23 — баровая цепь.

свободной укладке, благодаря силам трения труб о спусковой желоб и фильтрующий материал.

Механизм принудительной подачи труб состоит из нижних приводных 41 и верхних прижимных 40 роликов, регулирующих сцепление с трубой с помощью винтов 39. Привод роликов осуществляется от базовой машины через телескопический карданный вал 43 и редуктор. Ролики выполняются коническими рифлеными или обрешиненными.

Трубоукладчик (рис. 62, *г*) — прицепной на собственном гусеничном 34 или колесном ходу. Гусеницы или колеса движутся по бермам траншеи, способствуя обрушению стенок в обрушающихся и оплывающих грунтах. Трубоукладчик с помощью тяговой рамы 42 и подъемной тяги 36 присоединяется к базовой машине.

Многоковшовая цепная трубоукладочная машина (экскаватор-дреноукладчик) для строительства материального дренажа траншейным

способом в зонах осушения имеет трубоукладчик 1 (рис. 63) для последовательной укладки встык дренажных труб с ручной загрузкой и свободной укладкой (рис. 62, *а*). Этот трубоукладчик можно использовать для укладки готовых пластмассовых труб, поступающих с бухты на крестовине 14 (рис. 63) через направляющие кольца 17. Землеройный многоковшовый рабочий орган выгружает грунт на ленточный транспортер 7, направляющий грунт в отвал. К раме 2 (рис. 63, *а*) крепится верхняя рама 18, нижняя часть которой имеет дугообразные направляющие для перемещения роликов трубоукладчика по дуге с центром вращения нижних звездочек, что способствует более точному соблюдению заданного уклона. Движение трубоукладчика осуществляется гидроцилиндром 20. Рама 13 передней частью шарнирно опирается на гусеничные тележки 6, в задней части рамы установлена продольная ось, служащая опорой рамы и местом крепления балансира, который своими концами шарнирно соединяется с тележками гусеничного хода (рис. 64).

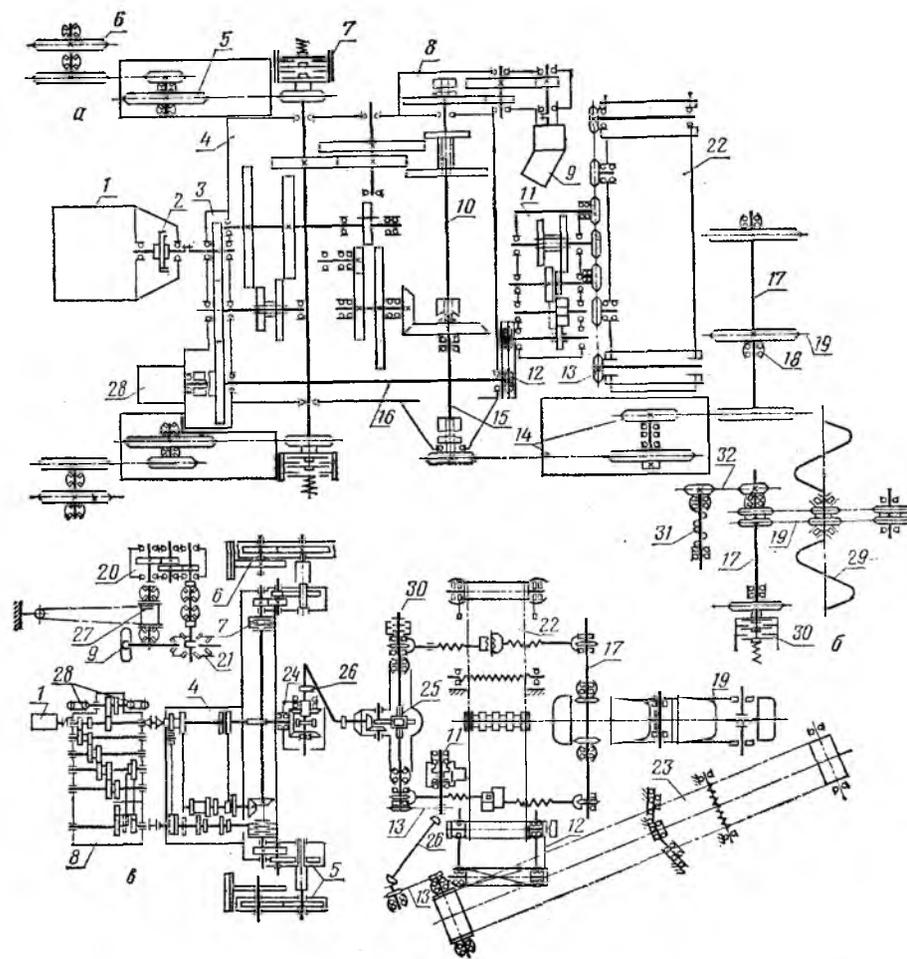


Рис. 64. Кинематические схемы силовой передачи дреноукладочных машин:

a — цепной многоковшовой с гидромеханической трансмиссией; *б* — цепной скребковой; *в* — цепной многоковшовой с механической трансмиссией и обратной засыпкой; 1 — двигатель; 2 — главная муфта сцепления; 3 — раздаточная коробка; 4 — коробка передач; 5 — бортовая передача; 6 — ведущая звездочка гусеничного хода; 7 — бортовые фрикционы; 8 — ходоуменьшитель; 9 — гидромотор; 10 — главный вал; 11 — коробка привода транспортера с реверсом; 12, 13 — цепные передачи привода транспортера; 14 — двоянные цепные передачи привода ковшовой цепи; 15 — вал отбора мощности; 16 — вал привода транспортера; 17, 18 — турасный вал и подшипники; 19 — ковшовые (скребковые) цепи; 20, 21 — редукторы привода лебедки; 22 — транспортер; 23 — обратный транспортер; 24 — реверс-редуктор отбора мощности; 25 — редуктор привода рабочих органов; 26 — карданный вал; 27 — барабан лебедки; 28 — гидронасос; 29 — шнек; 30 — муфта предельного момента; 31 — дополнительный шнек; 32 — цепная передача.

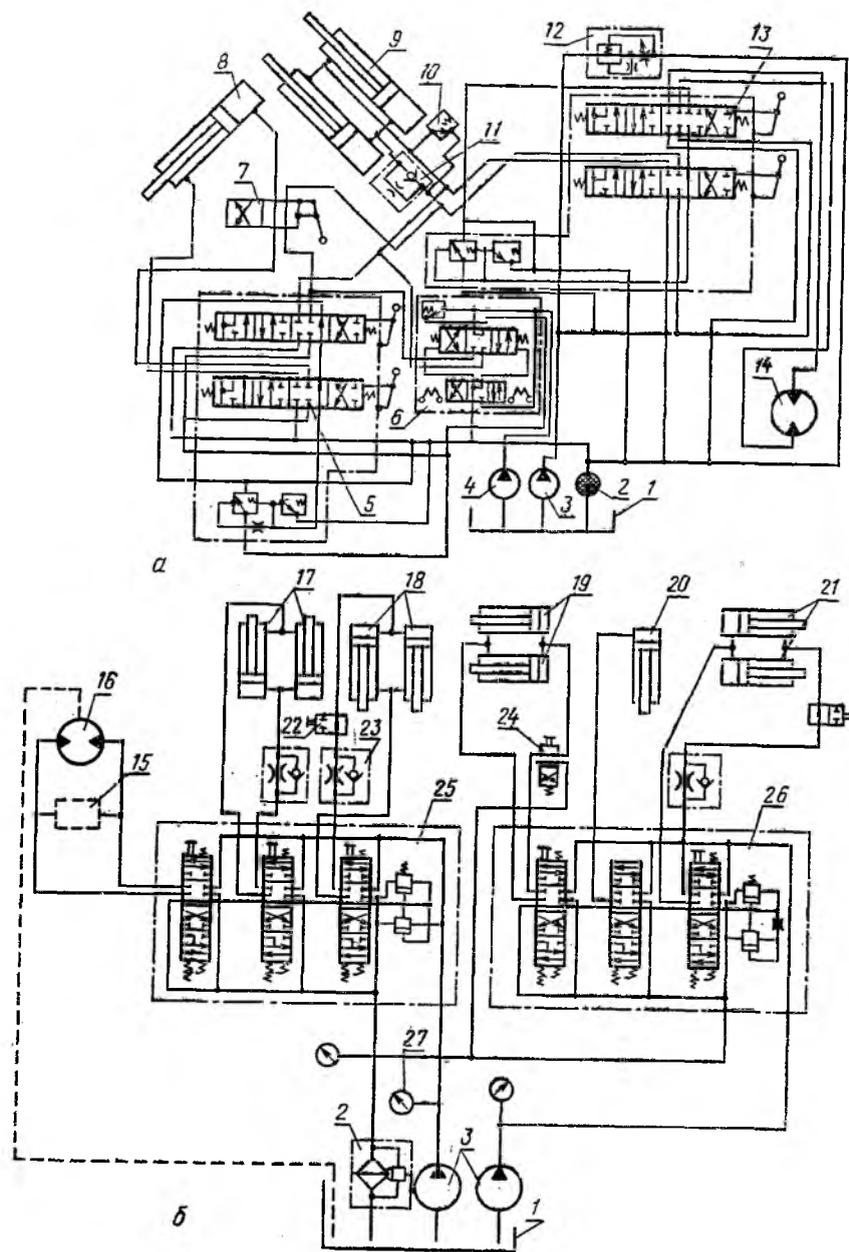


Рис. 65. Гидравлические схемы многоковшовых цепных дренаукладчиков:

a — с гидромеханической трансмиссией; *б* — с механической трансмиссией; 1 — масляный бак; 2 — фильтр; 3, 4 — масляные насосы; 5, 13 — двухзолотниковые гидрораспределители № 1 и № 2; 6 — электромагнитный гидроусилитель; 7 — кран управления; 8 — гидроцилиндр управления трубоукладчиком; 9 — гидроцилиндры управления землеройным рабочим органом; 10 — подпорный клапан; 11 — дроссельное сопроствление; 12 — дроссель; 14 — гидромотор рабочего хода; 15 — предохранительный клапан; 16 — гидромотор тяговой лебедки; 17 — гидроцилиндры подъемной рамы трубоукладчика; 18 — гидроцилиндры подъема рабочего оборудования; 19 — гидроцилиндр поворота трубоукладчика; 20 — гидроцилиндры опоры; 21 — гидроцилиндры поворота рабочего органа; 22 — запорный вентиль; 23 — клапан; 24 — золотник; 25, 26 — трехзолотниковые гидрораспределители; 27 — манометр.

Экскаватор-дреноукладчик снабжен электрогидравлической системой управления (рис. 65, *a*). Бесступенчатое регулирование рабочей скорости достигается пропуском масла через дроссель 12 (рис. 65, *a*), подключенный параллельно насосу 3 и имеющий постоянный расход масла независимо от давления в системе. Кран управления 7 позволяет перераспределять поток масла, обеспечивая три режима их работы: режим А — для грунтов с низкой несущей способностью дна траншеи и при большом количестве каменных включений. Золотник управления гидроцилиндром трубоукладчика 8 устанавливается в плавающем положении, управление золотником гидроцилиндров землеройного рабочего органа 9 осуществляется либо автоматически от электромагнитного гидроусилителя 6 (автоматическое управление) либо от рычажной системы управления гидроцилиндрами (ручное управление). Навеска землеройного органа становится жесткой (опора на базовую машину), трубоукладчик скользит по дну траншеи, но не нагружается весом землеройного органа. Режим В — для легких грунтовых условий, когда веса рабочего оборудования достаточно для создания напора на разрабатываемый грунт без снижения скорости рабочего хода машины; золотники управления гидроцилиндрами 9 устанавливаются в плавающем положении, а управление рабочим органом переключается на гидроцилиндр трубоукладчика 8 через электромагнитный усилитель 6 или рычаги ручного управления. Навеска землеройного рабочего органа становится плавающей с опорой на трубоукладчик, движущийся по дну траншеи, что увеличивает точность уклона. Режим В — для тяжелых грунтовых условий, когда веса рабочего оборудования недостаточно для внедрения рабочего органа в грунт и требуется снижение скорости рабочего хода. Регулирование осуществляется только бесштоковой полостью гидроцилиндра 8 при гидроцилиндрах 9 в плавающем положении. Опускание рабочего органа происходит под действием собственного веса. Дреноукладчик может иметь отвальный присыпатель дрен слоем 15—20 см гумуса с бровки траншеи.

Скребокную цепную трубоукладочную машину (экскаватор-дреноукладчик) применяют для строительства закрытого трубчатого дренажа узкотраншейным способом в зонах осушения, преимущественно из пластмассовых труб.

Бухта трубы устанавливается на катушке 2; через желоб трубоукладчика 15 труба, конец которой закреплен в начале дрены, укладывается на дно траншеи.

Землеройный рабочий орган машины (рис. 66, *a*) — скребокная цепь 17, состоящая из двух бесконечных втулочно-роликовых цепей с укрепленными скребками.

Вынесенный скребками на поверхность грунт раздвигается предварительно в стороны дополнительным шнеком, приводимым в движение цепной передачей 32 (рис. 64, *б*) от турасного вала 1 (рис. 66, *a*). Окончательное смещение грунта в обе стороны от оси траншеи осуществляется двухсторонним шнеком, приводимым в движение втулочно-роликовыми цепями рабочего органа. Высотное расположение шнека 12 относительно поверхности при различных глубинах копания регулируется с помощью тяг и рычагов гидроцилиндром 13.

Рама рабочего органа с натяжным устройством 18 относительно оси турасного вала поворачивается гидроцилиндрами 11. В транспортном положении рабочий орган фиксируется тягой 10. Промежуточная рама 4 присоединяется к раме 6 машины. К раме 18 крепится верхняя рама 20, нижняя часть которой имеет криволинейную форму для перемещения роликов кареток трубоукладчика 15, показанного на рисунке 66, *б*. Каретка состоит из двух боковин с осями катков, к которым внизу присоединен сменный зачистной нож и направляющие трубоукладчика. Гид-

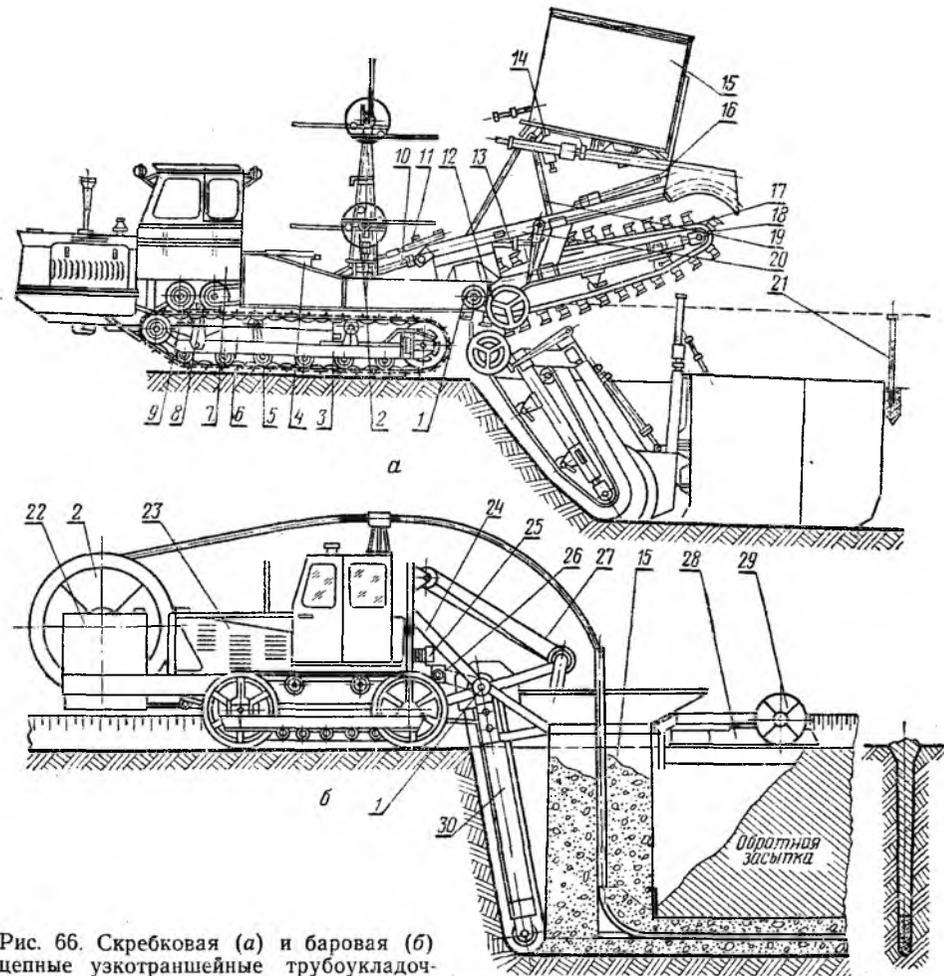


Рис. 66. Скребковая (а) и баровая (б) цепные узкотраншейные трубоукладочные машины:

1 — турасный вал; 2 — катушка для бухты пластмассовых труб; 3 — гусеничная тележка; 4 — промежуточная рама; 5 — гусеница; 6 — рама; 7 — кабина; 8 — коробка передач; 9 — бортовой фрикцион; 10 — гидроцилиндры управления рабочим органом; 11 — тяга фиксации рабочего органа; 12 — транспортирующий шнек; 13 — гидроцилиндр установки шнека; 14 — датчик уклона; 15 — трубоукладчик; 16 — гидроцилиндр управления трубоукладчиком; 17 — скребковая цепь; 18 — рама рабочего органа с натяжным устройством; 19 — кронштейны установки датчика; 20 — верхняя рама; 21 — штырь для поддержания коирного троса; 22 — противовес; 23 — базовый трактор; 24 — рама; 25 — лебедка управления; 26 — цепная передача привода; 27 — подъемный полиспасть; 28 — закрывающий аппарат; 29 — заднее колесо; 30 — баровый рабочий орган.

роцилиндр 16 перемещает каретку относительно рамы 20. Силовая передача показана на рисунке 64, а, б.

У баровой цепной трубоукладочной машины землеройным рабочим органом является цепной бар 30 (рис. 66, б), выполненный в виде замкнутой втулочно-роликовой цепи с режущими зубьями, прокладываемый узкую щель; за землеройным органом установлен трубоукладчик 15 для пластмассовых труб и закрывающий щель аппарат 28. Привод рабочего органа механический от ВОМ трактора через цепную передачу 26. Подъем рабочего органа осуществляется лебедкой 25 с помощью подъемного полиспаста 27.

Баровая траншейная машина для мерзлых грунтов имеет цепь 23 (рис. 63, б) в виде гусеничной ленты с тремя рядами скальвающих зубьев и скребковый поперечный транспортер 22 для отбрасывания кусков мерзлого грунта.

Многоковшовая цепная трубоукладочная машина (экскаватор-дреноукладчик) для строительства горизонтального дренажа траншейным способом в зонах орошения с укладкой раструбных, гладких керамических и других труб, круговой гравийно-песчаной обсыпкой, защитой труб от заиления стеклотканью или стеклохолстом и обратной засыпкой траншеи, имеет землеройный многоковшовый цепной рабочий орган 6 (рис. 67).

Машины бывают с прицепным и полунавесным трубоукладчиками. У машин с полунавесным трубоукладчиком (рис. 67, а) рама рабочего органа навешена на тягач 1 с помощью подвески 18, двух подъемных гидроцилиндров 4 и двух гидроцилиндров 3, которые поворачивают землеройный рабочий орган. При работе гидроцилиндры 4 находятся в плавающем положении.

На раме землеройного рабочего органа шарнирно установлена подъемная рама 8, являющаяся основным несущим и тяговым элементом трубоукладчика 11. В нижней части подъемная рама имеет направляющие для перемещения зачистного башмака. Гидроцилиндры 7 служат для первоначальной установки трубоукладчика. В процессе работы взаимное положение рамы рабочего органа и подъемной рамы фиксировано двумя тягами 21. На подъемную раму с помощью двух гидроцилиндров 16, одного диагонального гидроцилиндра опоры 15 и нижних тяг 22 навешен трубоукладчик 11 (выполненный по схеме рисунка 62, г, д).

Машина оборудована поперечным 19 и продольным 13 транспортерами; последний получает грунт с поперечного транспортера и проводит непрерывную засыпку отрытой траншеи после укладки труб.

Привод экскаватора-дреноукладчика (рис. 64, в) — механический одномоторный или гидрообъемный. Гидросистема экскаватора-дреноукладчика (рис. 65, б) совместно с системой датчиков обеспечивает управление рабочим органом и трубоукладчиком, фиксирование их высотных и угловых координат. Для автоматизации системы управления дреноукладчик снабжен датчиком 9 (рис. 67, а) взаимного положения рабочего органа и трубоукладчика, датчиками 5 и 10 угла наклона рабочего органа и трубоукладчика, датчиком 17 глубины копания, щуп которого движется по коирной проволоке 12, натянутой по нивелиру под заданным уклоном параллельно оси будущей дрены (см. гл. 12).

При прокладке дренажа глубиной до 3 м в зонах орошения находят применение многоковшовые и скребковые цепные трубоукладочные машины с прицепным трубоукладчиком, имеющим опоры на бермы траншеи (рис. 67, в). В рабочем положении трубоукладчик 11 (рис. 67, в) перемещается на двух гусеничных тележках 25 с помощью тяг 26. Подъем трубоукладчика осуществляется лебедкой 28, подъем землеройного рабочего органа — лебедкой 27. Для обратной засыпки используют грунт, подаваемый продольным транспортером 13 с поперечного транспортера 19.

Если экскаваторы-дреноукладчики не оснащены системой автоматического или ручного выдерживания заданного уклона, то они могут работать только по заранее подготовленной трассе — отрытому под заданный уклон корыту с тщательным планированием основания скреперами и бульдозерами (продольный профиль — ± 3 см от проектной отметки, поперечный уклон не более 0,01 в любую сторону).

Для работы в обрушающихся неустойчивых грунтах при высоком уровне грунтовых вод в конструкции трубоукладчиков учитывается возможное защемление обрушающимся грунтом как землеройного рабочего органа, так и главным образом трубоукладчика. В этих условиях предпочтительно применение раструбных, фасочных труб или труб, соединяемых гофрированными пластмассовыми муфтами. Необходимо правильно выбрать рабочую скорость, чтобы укладку труб закончить до на-

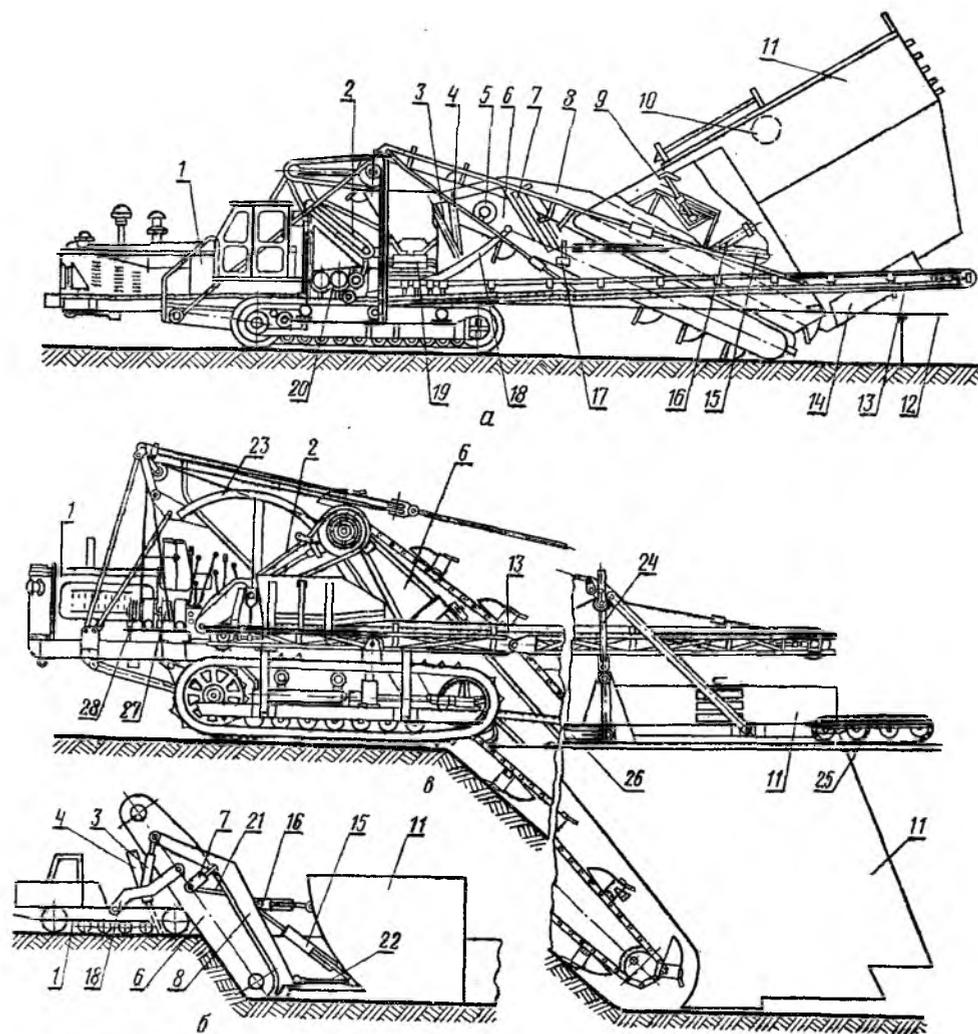


Рис. 67. Многоковшовая цепная трубоукладочная машина для строительства дренажа с круговой фильтрующей обсыпкой:

а — общий вид с полунавесным трубоукладчиком; б — схема навески рабочих органов на базовую машину; в — общий вид с прицепным трубоукладчиком; 1 — тягач; 2 — цепная передача привода рабочего органа; 3, 4 — соответственно гидроцилиндры поворота и подъема рабочего органа; 5 — датчик угла наклона рабочего органа; 6 — землеройный рабочий орган; 7 — гидроцилиндры подъемной рамы; 8 — датчик взаимного положения рабочего органа и трубоукладчика; 9 — датчик угла наклона трубоукладчика; 10 — датчик глубины копания; 11 — продольный засыпающий транспортер; 12 — опорная лыжа; 13 — гидродвигатель поворота рабочего органа; 14 — гидродвигатель поворота трубоукладчика; 15 — датчик глубины копания; 16 — подвеска рабочего органа; 17 — поперечный транспортер; 18 — тяговая лебедка; 19 — тяги; 20 — датчик взаимного положения рабочего органа и трубоукладчика; 21 — направляющие; 22 — подвеска продольного транспортера; 23 — гусеничный ход трубоукладчика; 24 — тяговые балки; 25 — лебедка подъема землеройного рабочего органа; 26 — лебедка подъема трубоукладчика; 27 — лебедка подъема землеройного рабочего органа; 28 — лебедка подъема трубоукладчика.

чала обрушения; уложенные трубы засыпать обратным транспортером сразу после укладки; защищать землеройный орган и пространство между ним и трубоукладчиком боковыми щитами (рис. 67, а); сокращать расстояния между ковшовой (скребковой) цепью и рамой; применять трубоукладчики с выдвинутой опалубкой, трубоукладчики с дополнительной задней секцией увеличенной длины и иногда трапециевидной в продольном сечении формы с уклоном боковых стенок.

Таблица 17. Основные параметры дренажных машин

Тип землеройного рабочего органа	Глубина закладки, м	Ширина траншеи (щели), м	Мощность двигателя, кВт	Скорость резания, м/с	Рабочая скорость, км/ч	Диаметр труб, мм	Производительность, м/ч
Для зоны осушения							
Многоковшовый	1,5—2,3	0,5	40—80	0,7—1,2	0,02—0,50	50—200	100—300
Скребковый	1,2—1,9	0,2—0,3	40—60	0,8—2,0	0,02—0,75	50—100	200—500
Баровый	1,5—2,5	0,1—0,4	40—120	1,4—9,0	0,75—0,80	40—50	50—120
Ножевой	До 1,2—1,8	0,1—0,2	80—230	—	0,46—1,60	40—90	До 1000
Для зоны орошения							
Многоковшовый	2,5—4,5	0,6—0,8	40—120	0,6—1,4	0,01—0,15	100—200	30—100
Скребковый	2,0—3,0	0,2—0,4	35—80	1,2—2,5	0,10—0,60	75—200	100—300
Шнековый	1,6—1,8	0,2—0,3	40—120	1,6—3,5	0,05—0,20	40—170	50—150
Ножевой	2,0—3,0	0,1—0,2	200—370	—	0,80—2,50	40—100	До 2500

У шнековой трубоукладочной машины рабочим органом является шнек — труба со спиральной навивкой и установленными по периметру режущими ножами. Внутри шнека установлена неподвижная направляющая труба, служащая трубоукладочным органом пластмассовых труб. Разработанный режущими ножами грунт транспортируется спиралью шнека на поверхность, и часть его сбрасывается обратно в щель, что практически исключает необходимость в обратной засыпке.

Машины для строительства дренажа траншейным способом (табл. 17) обеспечивают: хорошие водопримные свойства дрен; возможность корректирования процесса укладки дрен; применение труб из различных материалов; возможность устройства дренажа в различных грунтовых условиях и при высоком уровне грунтовых вод. Общие недостатки этих машин: сравнительно большой объем разрабатываемого грунта, малые поступательные скорости и высокие удельные затраты на один метр дренажа, необходимость обратной засыпки.

Применение машин, работающих узкотраншейным способом, позволяет снизить объем земляных работ в 2—5 раз, повысить рабочую скорость движения и производительность особенно при укладке пластмассовых труб. Но при укладке в узкую траншею затруднен контроль за качеством укладки труб, поэтому предпочтительнее применение готовых пластмассовых труб или коротких труб, соединенных пластмассовыми муфтами с водопримными отверстиями.

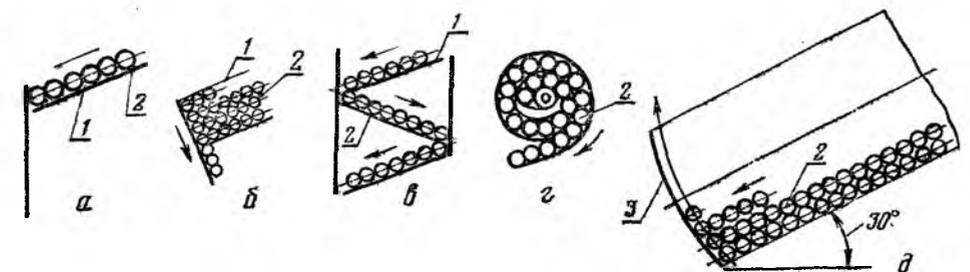


Рис. 68. Кассеты (магазины) для автоматической подачи дренажных труб в спускной желоб:

а — полая; б, в — многополочная; г — спиральная; д — бункерная; 1 — наклонная полка; 2 — дренажная трубка; 3 — бункер.

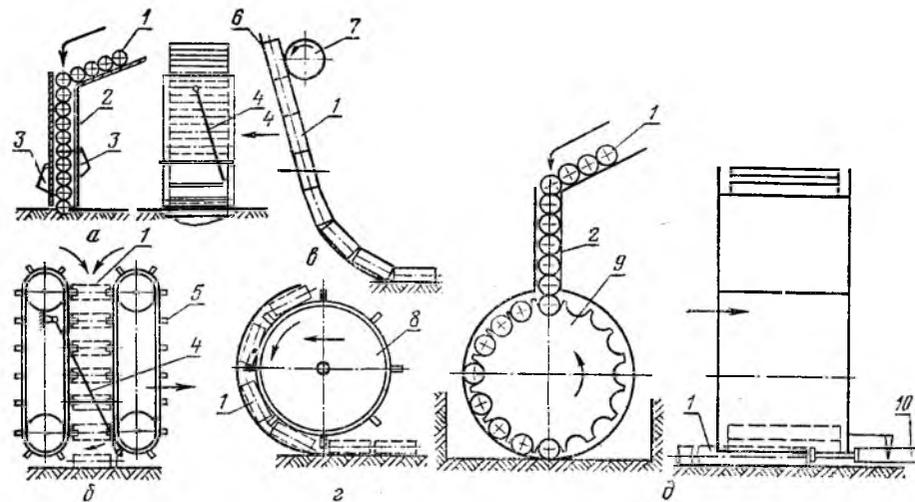


Рис. 69. Схемы механизмов для принудительной укладки дренажных труб:

а — вертикальный спускной желоб с торцевым подвижным подвижным шатуном; *б* — подача труб цепным транспортером с торцевым подвижным подвижным шатуном; *в* — наклонный спускной желоб с торцевым подвижным подвижным фрикционным роликом; *г* — подача и поджим труб ротором; *д* — подача труб гидроплунжером; 1 — дренажная трубка; 2 — вертикальный спускной желоб; 3 — отсекатели-гасители энергии; 4 — подвижный шатун; 5 — цепной транспортер со штырями; 6 — наклонный спускной желоб; 7 — прижимной фрикционный ролик; 8 — ротор с пластинами; 9 — кассетный ролик; 10 — гидравлический плунжер (стрелки указывают направление вращения механизмов, движения трубок и машины).

Важное направление развития и совершенствования конструкции дреноукладочных машин — механизация и автоматизация загрузки. Применение кассет (магазинов) с трубами упрощает их подачу к спускному желобу и позволяет ее автоматизировать. Наиболее простым магазином является полочный (рис. 68, *а*) — наклонная под углом $8-12^\circ$ полка или однорядная кассета с отсекателем, последовательно пропускающим трубки через определенные промежутки времени, но они имеют небольшой запас труб (10—20 шт.), что требует частой их замены. Многополочные (рис. 68, *б* и *в*) и спиральные (рис. 68, *г*) кассеты обеспечивают запас труб на 50—60 м дренажа. Бункерные кассеты (рис. 68, *д*) имеют максимальную вместимость и простоту устройства, но надежность их работы обеспечивается только при соответствующих подающих механизмах. При угле наклона бункера 30° трубы хорошо скатываются к передней стенке, но при этом возникают удары труб друг об друга. При малых углах наклона возможно зависание труб.

Дополнительный принудительный торцевой поджим может осуществляться циклическим или непрерывным способом с помощью подвижного шатуна 4 (рис. 69, *а*, *б*), совершающего периодические качательные движения для последовательного нажима на торец каждой трубы, подаваемой вертикальным желобом 2 или цепным транспортером 5; прижимных фрикционных роликов (рис. 69, *в*), использующих силу трения роликов о стенки труб для создания дополнительного нажима (см. рис. 62, *г*); поджимного ротора 8 (рис. 69, *г*) с пластинами, подающими трубы и последовательно нажимающими на торец каждой трубы; гидроплунжера 10 (рис. 69, *д*), периодически нажимающим на торец каждой трубы, последовательно подаваемой кассетным роликом 9.

Сочетание автоматической подачи труб с принудительной укладкой уменьшает трудоемкость строительства дренажа, повышает его качество и производительность укладки. Машины с автоматической подачей, принудительной укладкой труб встык или в раструб находятся в стадии

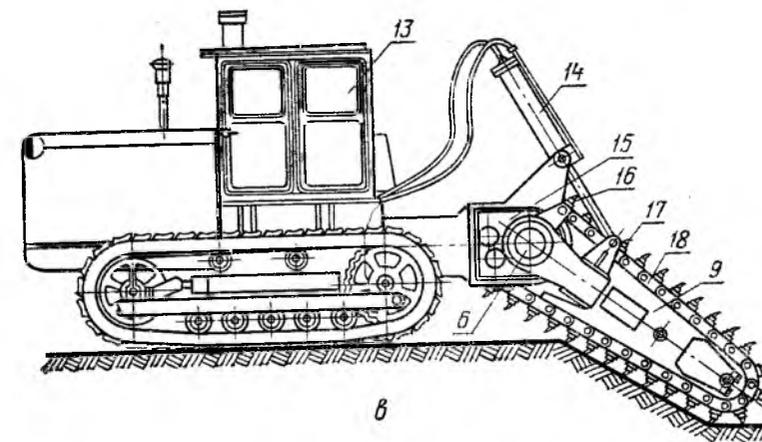
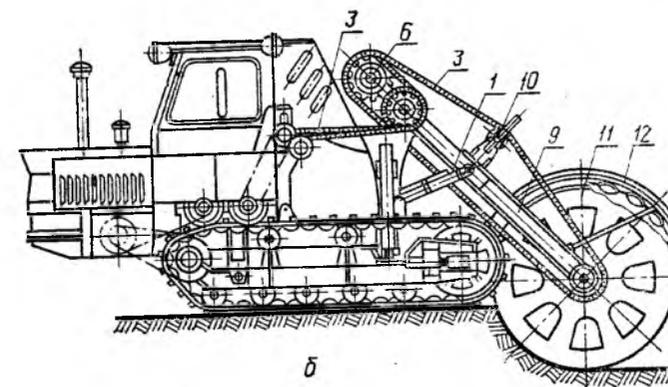
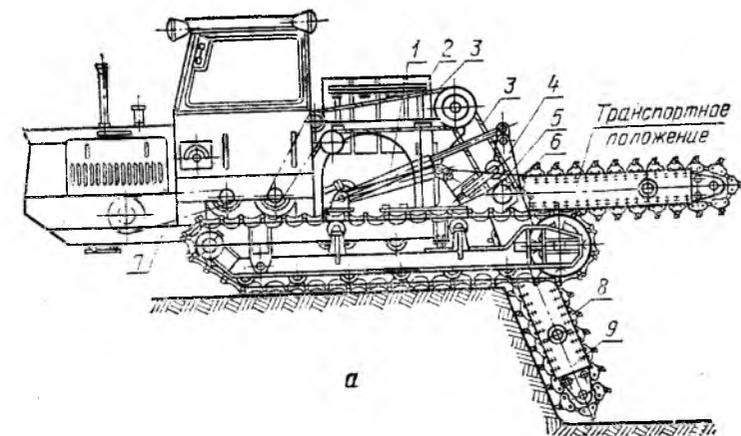


Рис. 70. Машины для прокладки дренажных траншей в мерзлых грунтах:

а — с двухбаровым рабочим органом; *б* — с дискофрезерным рабочим органом; *в* — с цепным скребковым рабочим органом; 1 — гидроцилиндры управления барами; 2 — постоянный груз; 3 — цепная передача привода; 4 — кронштейны; 5 — дополнительная рама; 6 — турасный вал; 7 — рама; 8 — кулачковые цепи; 9 — рама рабочего органа; 10 — натяжной ролик; 11 — диски с зубьями; 12 — защитное устройство; 13 — базовый трактор; 14 — гидроцилиндр; 15 — редуктор привода рабочего органа; 16 — зубодержатель; 17 — сменные зубья; 18 — рабочая цепь с зубьями и клиньями.

Таблица 18. Основные параметры машин для строительства дренажа зимой

Показатели	Мощность, кВт		
	37	79	118
Глубина траншей, м	0,80—1,30	1,40—2,00	2,00
Ширина траншей, м	0,28—0,42	0,30—0,65	0,35—0,60
Скорость резания, м/с	0,87—8,25	0,90—1,77	1,40—1,65
Рабочая скорость, м/ч	15—400	20—250	75—215
Масса, т	8,0—12,0	18,5—22,7	23,5—26,0
Техническая производительность, м/ч	50—60	35—80	45—80

исследования. Автоматизация затрудняется значительными колебаниями размеров, кривизной оси, непараллельностью торцов и другими дефектами дренажных труб. Значительно проще механизировать укладку пластмассовых труб.

Рабочие органы присыпателей дрен — лемехи, дисковые ножи, V-образные отвалы, приводные шнеки и другие агрегируются либо с дрепоукладчиками (при работе в неустойчивых грунтах), либо с трак-

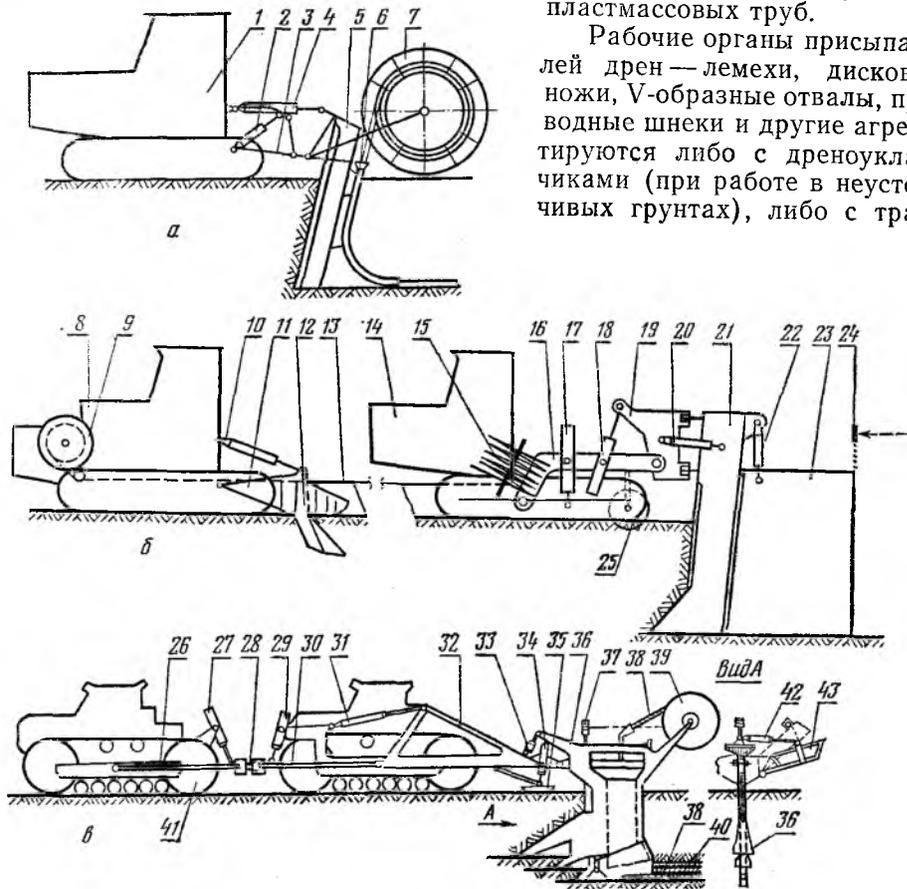


Рис. 71. Схемы ножевых бестраншейных трубоукладочных машин для укладки готовых пластмассовых труб:

а — с прямой тягой; б — с якорным трактором; в — с трактором-тягачом; 1 — трактор; 2, 4 — гидроцилиндры подъема и поворота; 3 — рычаги навесной системы; 5, 21 — нож для прорезания щели; 6 — направляющий желоб (труба); 7, 39 — бухта трубы; 8 — якорный тягач; 9 — тяговая лебедка с приводом; 10 — гидроцилиндры якорного устройства; 11 — боковые опоры якорного устройства; 12 — упор; 13 — тяговый трос; 14 — дрепоукладчик; 15 — бухта трубы с кронштейном; 16 — рычаги; 17 — гидроцилиндр подъема рычагов; 18 — гидроцилиндры управления коромыслом; 19 — коромысло; 20 — гидроцилиндры поворота ножа; 22 — гидроцилиндры управления бункером; 23 — трубоукладочный бункер; 24, 37 — чувствительный элемент системы автоматического регулирования глубины дрены по оптической оси; 25 — дернорез с гидроцилиндром; 26, 30 — тяговые рычаги; 27, 29 — гидроцилиндры управления рамами; 28 — сцепка; 31 — гидроцилиндры подъема рабочего органа в транспортное положение; 32 — навесная рама; 33 — гидроцилиндры поворота рабочего органа (ступенчатый нож); 34 — гидроцилиндры управления опорными лыжами; 35 — опорные лыжи; 36 — рабочий орган (ступенчатый нож); 38 — полиэтиленовая труба; 40 — фильтрующая обсыпка трубы; 41 — трактор-тягач; 42 — гидроцилиндры управления бункером; 43 — загрузочный бункер для фильтрующего материала.

торам класса 3 тс для последующей присыпки после прохода дрепоукладчика.

Машинами для производства дренажных работ зимой являются преимущественно траншеекопатели (табл. 18). При глубинах промерзания 0,5—1,2 м успешно используют двухбаровую (рис. 70, а) и дискофрезерную (рис. 70, б) машины на базе экскаватора-дреноукладчика и цепную скребковую машину на базе трактора (рис. 70, в). Их рабочие органы — баровые цепи или диски с зубьями прорезают две параллельные узкие щели шириной 0,14—0,15 м. Образованные блоки мерзлого грунта (непригодные для засыпки) удаляют корчевателями или одноковшовыми экскаваторами, после чего работу начинает дрепоукладчик, осуществляющий доработку траншеи до проектной отметки и укладку дренажных труб.

Двухбаровое рабочее оборудование (рис. 70, а) — две направляющие рамы 9, по которым движутся кулачковые цепи 8 от врубовых машин, оснащенные резами с определенной схемой их установки. Скорость резания 1,0—2,5 м/с.

Дискофрезерное рабочее оборудование (рис. 70, б) имеет диски 11, по периметру которых приварены кулаки от врубовой машины для крепления с помощью стопорных болтов резцов. Скорость резания 4—10 м/с.

При глубинах промерзания более 1,2 м используют навесные общестроительные траншеекопатели с универсальным цепным рабочим органом (рис. 70, в) — гусеничной цепью 18 трактора с траверсами, оснащенными зубьями и скалывающими клиньями, армированными твердосплавными пластинками и наплавленными износостойкими материалами. Подъем и заглубление рабочего органа осуществляется двумя гидроцилиндрами 14. Траншеекопатель мерзлых грунтов (с дрепоукладчиком) показан также на рисунке 63, б.

§ 3. Дренажные трубоукладочные машины с пассивным землеройным рабочим органом

Эти машины имеют землеройный ножевой рабочий орган, служащий также трубоукладчиком или с прикрепленным сзади трубоукладчиком для укладки готовых пластмассовых труб из бухт с синтетическим фильтром или фильтрующей обсыпкой бестраншейным способом. Возможна также укладка коротких труб, соединенных конусными пластмассовыми втулками с водоприемными отверстиями.

Бестраншейная трубоукладочная машина с прямой тягой служит для бестраншейного устройства дренажа в болотно-торфяных грунтах на глубину до 2 м. Землеройный рабочий орган — черенковый нож 5 (рис. 71, а) шарнирно установлен на навесной системе 3 трактора 1 и приводится в движение гидроцилиндрами 2 и 4. Бухту 7 с готовой пластмассовой трубой навешивают на задние рычаги, поднимаемые гидроцилиндрами, и конец трубы пропускают через направляющий желоб внутри ножа и закрепляют у устья дрены.

Бестраншейные трубоукладочные машины с дополнительной тягой для зоны осушения (рис. 71, б) представляют комплект из двух машин: базовой повышенной проходимости с навесным ножевым 21 и трубоукладочным 23 рабочими органами и дополнительного якорного тягача 8 с упором 12 и тяговой лебедкой 9 или тягача прямой тяги. Комплект служит для строительства дренажа бестраншейным способом глубиной до 1,8 м из готовых пластмассовых труб диаметром до 90 мм. Толщина ножа 0,2 м. Нож 21, состоящий из верхней режущей части с углом резания 75—80° и нижней плоской части с углом резания 40—45°, навешивается при помощи вертикальных шарниров через коромысло 19 на рычаги 16, шарнирно установленные на гусеничных тележках дрепоук-

доприемные щели в краях нахлестки. При этом отгибаются пластмассовые усики, скрепляющие шов (рис. 58, н).

Для формования трубы с замком «молния» (рис. 58, о) за ножом установлена катушка с пластмассовой лентой, имеющей вырезы по краям. Конец ленты закрепляют. Под действием тягового усилия машины лента проходит с катушки через продольный направляющий кожух и в трубоформирующем аппарате постепенно изменяет форму от плоской до сердцевидной с загнутыми внутрь выступами, сцепленными с вырезами на боковых срезах ленты. По выходе из аппарата благодаря упругости ленты фигурные вырезы смыкаются, образуя замок «молния».

Относительно грунтовой поверхности трубоформователи могут иметь верхнее (рис. 72, г) и нижнее (рис. 72, д) расположение; иногда трубоформователь устанавливают в устьевой части дрены с протаскиванием трубы за кротодренажным рабочим органом 13 (рис. 72, е). Труба присоединяется к дрениру посредством цангового патрона.

Машина для формования трубы из ленты в конусном аппарате с перфорацией стыков и укладкой ее на дно щели имеет нож 11 (рис. 72, ж), устанавливаемый гидроцилиндрами 17 на рычагах навесной системы 15. Лента с катушки 3 через кожух 6 поступает в трубоформирующий аппарат 5. По шлангу 16 выхлопные газы двигателя поступают в кожух 6 для подогрева ленты с целью увеличения ее эластичности.

Формование труб в кротовой дрени из различных неполимерных материалов (бетон, композиционные смолы и др.), а также путем термообработки стенок находится в стадии опытных работ.

§ 5. Машины для промывки трубчатых дрен

Трубчатые дрены очищают механическим, химическим и гидравлическим способами. Наиболее эффективным и широко применяемым является гидравлический (промывка дрен) без вскрытия из коллектора или через шурф, колодец с введением в дрину напорного шланга.

Рабочим органом для промывки заиленных трубчатых дрен служит реактивная головка 9 (рис. 73, б), диаметр которой на 5—10 мм меньше внутреннего диаметра промываемой дренажной трубы 5. Внутри головки сделаны каналы для подачи воды во фронтальные (передние) сопла 11 (рис. 73, в) и в 2—6 задних сопел 10, расположенных равномерно по окружности. Сзади к головке присоединяют напорный шланг 4 (рис. 73, а), намотанный на барабан 3. Шланг с головкой вводят в полость дрены. При подаче воды под давлением передняя промывочная струя размывает наносы в дрени, а задние струи своим реактивным действием способствуют передвижению головки 9 вперед вместе со шлангом 4 и вымывают наносы из дрены в коллектор или колодец. Так как реактивная тяга головки обычно недостаточна для продвижения шланга, последний проталкивают в дрину и наматывают на барабан вручную или принудительной подачей от гидромотора или приводного барабана.

В зависимости от плотности и количества наносов в трубе применяют также головки без фронтального сопла (рис. 73, г), с переключением (регулированием) расхода между фронтальным 11 и тыльными 10 соплами при помощи регулировочного устройства 14 (рис. 73, е) и комбинированные — с механическим рыхлителем 12, приводимым от водяной турбины 13, а также вращающиеся или гидрореактивные. Бывают также головки с активной тягой-упором в стенки трубы.

Машины бывают навесные на тракторе, тракторном прицепе или автосаши. Наиболее распространены машины на прицепе, полуприцепе (рис. 73, а, ж), где устанавливают насос, работающий от вала отбора мощности или отдельного двигателя 16, и барабан 3 с ручным приводом и напорными шлангами для промывки дрен и коллекторов. Вода посту-

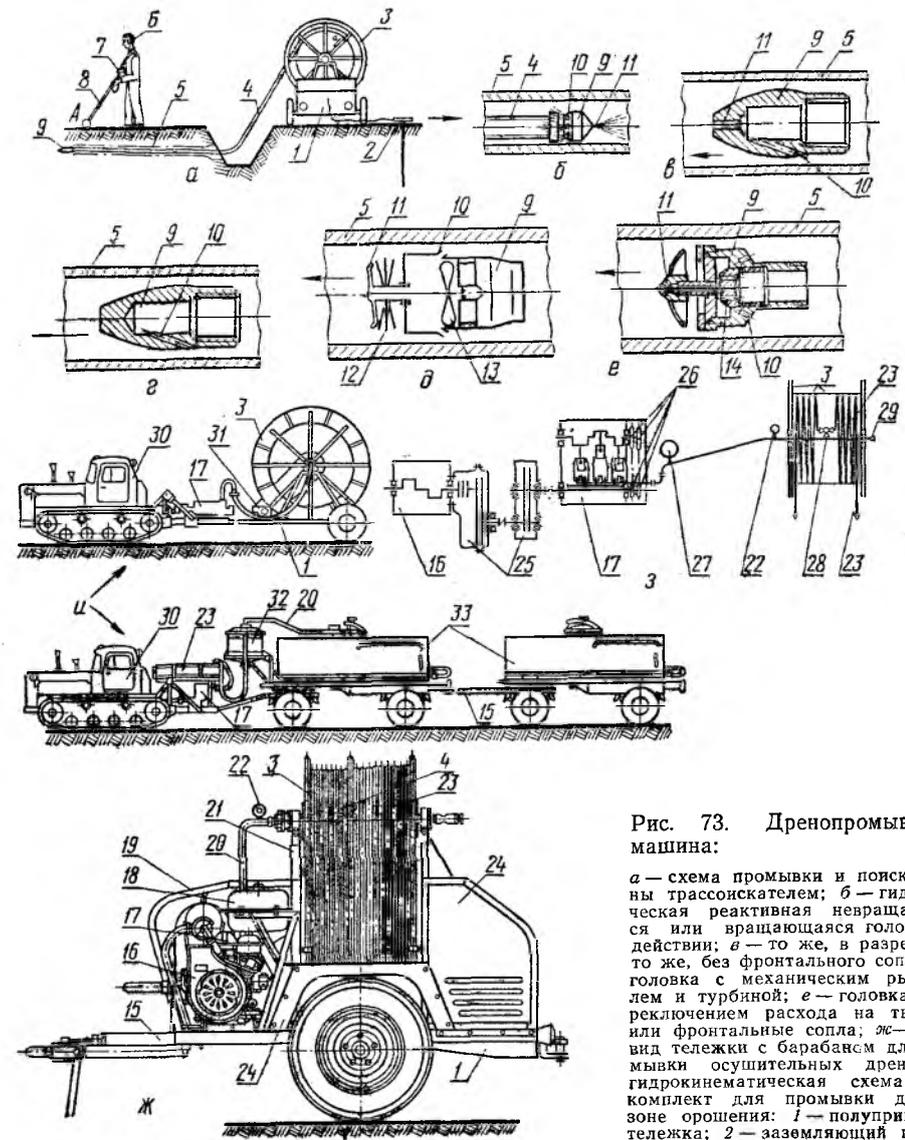


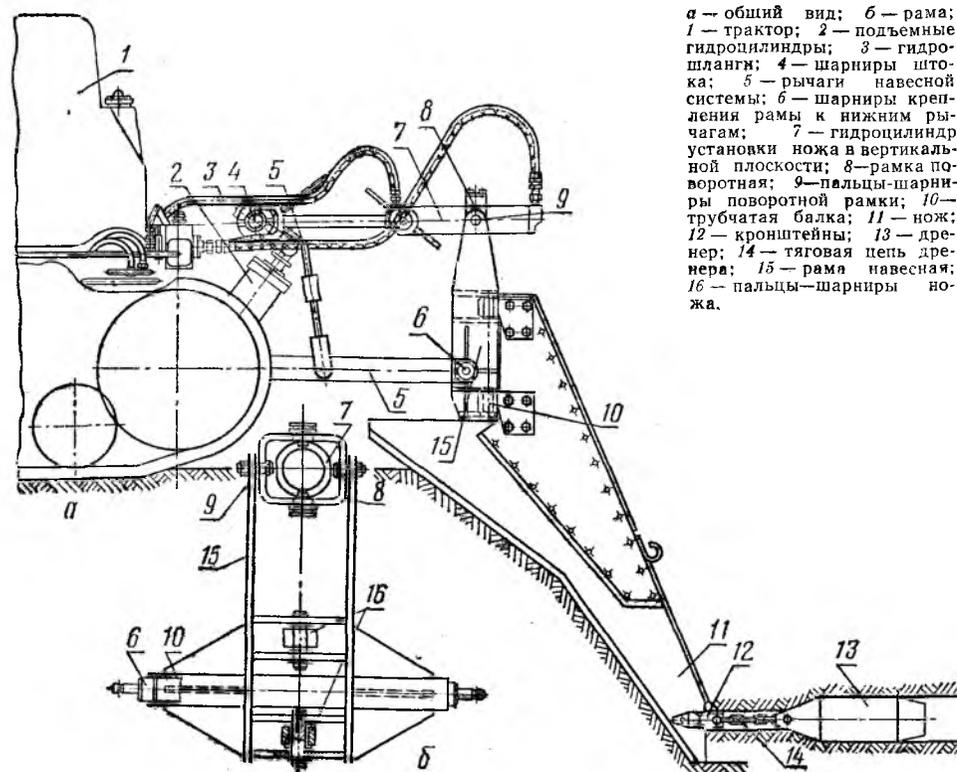
Рис. 73. Дренопромывочная машина:

а — схема промывки и поиска дрены трососкателем; б — гидравлическая реактивная невращающаяся или вращающаяся головка в действии; в — то же, без фронтального сопла; г — головка с механическим рыхлителем и турбиной; е — головка с переключением расхода на тыльные или фронтальные сопла; ж — общий вид тележки с барабаном для промывки осушительных дрен; з — гидрокинематическая схема; и — комплект для промывки дрен в зоне орошения: 1 — полуприцепная тележка; 2 — заземляющий штырь; 3 — барабан; 4, 23 — шланги; 5 — промываемая дрена; 6 — оператор; 7 — индикатор; 8 — приемный контур; 9 — реактивная головка; 10 — тыльные сопла; 11 — фронтальные сопла; 12 — механический рыхлитель; 13 — турбина; 14 — регулировочное устройство; 15 — дышло; 16 — двигатель; 17 — насос; 18 — бак для горючего; 19 — кожух; 20 — трубопровод; 21 — опора; 22 — манометр; 24 — защитные крылья; 25 — редукторы; 26 — цепные передачи; 27 — воздушный колпак; 28 — трехходовой кран; 29 — предохранительный клапан; 30 — трактор; 31 — редуктор; 32 — бачок-осветитель; 33 — цистерна.

пает в насос 17 из цистерн емкостью 1800—2000 л, размещенных на тракторных прицепах, и подается под давлением через полюю ось барабана 3 и шланг 4 к промывочной головке 9. Длина промывочного шланга у различных машин от 100 до 300 м, внутренний диаметр — 15—20 мм, длина хода наконечника (между смотровыми колодцами дрены) до 125 м, диаметр труб — 30—300 мм. Давление воды 1—2 МПа, подача насоса от 30 до 100 л/мин.

Для промывки дрен и коллекторов диаметром 100—500 мм в орошаемых зонах применяют комплект из двух тракторов 30 (рис. 73, и) мощностью 55 кВт, на одном из которых смонтирован насос 17 для по-

Рис. 76. Навесная однокорпусная кротодренажная машина с оборудованием для торфяных грунтов:



а — общий вид; б — рама; 1 — трактор; 2 — подъемные гидроцилиндры; 3 — гидродланг; 4 — шарниры штока; 5 — рычаги навесной системы; 6 — шарниры крепления рамы к нижним рычагам; 7 — гидроцилиндр установки ножа в вертикальной плоскости; 8 — рама поворотная; 9 — пальцы-шарниры поворотной рамки; 10 — трубчатая балка; 11 — нож; 12 — кронштейны; 13 — дренаж; 14 — тяговая цепь дренажа; 15 — рама навесная; 16 — пальцы-шарниры ножа.

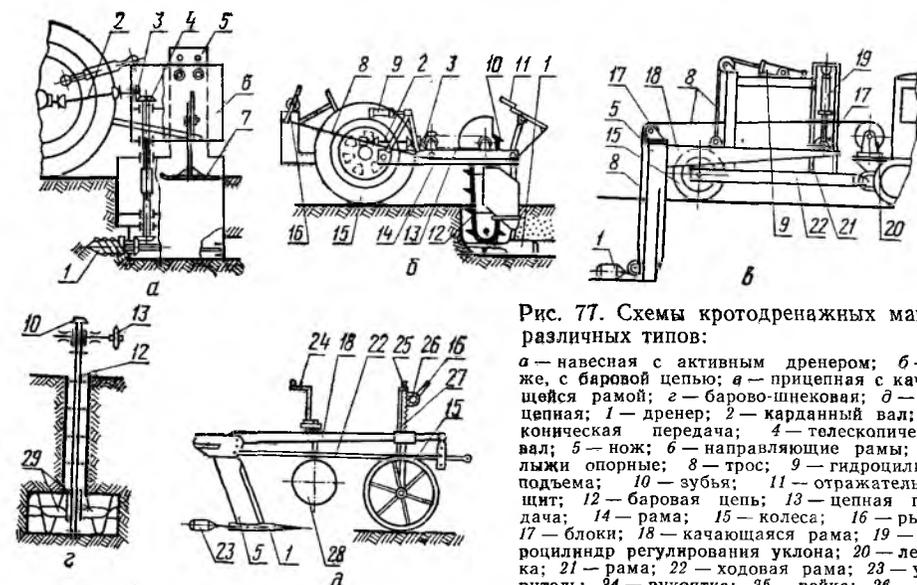


Рис. 77. Схемы кротодренажных машин различных типов:

а — навесная с активным дренажом; б — то же, с баровой цепью; в — прицепная с качающейся рамой; г — барово-шнековая; д — прицепная; 1 — дренаж; 2 — карданный вал; 3 — коническая передача; 4 — телескопический вал; 5 — нож; 6 — направляющие рамы; 7 — лыжи опорные; 8 — трос; 9 — гидроцилиндр подъема; 10 — зубья; 11 — отражательный щит; 12 — баровая цепь; 13 — цепная передача; 14 — рама; 15 — колеса; 16 — рычаг; 17 — блоки; 18 — качающаяся рама; 19 — гидроцилиндр регулирования уклона; 20 — лебедка; 21 — рама; 22 — ходовая рама; 23 — уширитель; 24 — рукоятка; 25 — рейка; 26 — храповая шестерня; 27 — стойка; 28 — дисковый нож; 29 — шнек.

в однокорпусных машинах или посредством поперечной рамы коробчатого сечения 9 (рис. 75, б) в многокорпусных машинах и машинах для аэрационного дренажа.

У наиболее распространенных однокорпусных дренажных машин нож (рис. 76, а) с дренажом 13 на тяговой цепи 14 навешивается на нижние рычаги 5 навесной системы при помощи навесной рамы 15 (рис. 76, б). Подъем и опускание ножа — подъемными гидроцилиндрами 2 навесной системы, установка ножа в вертикальной плоскости — гидроцилиндром 7. Машина имеет стрелочный указатель глубины дренирования (табл. 19).

Двухкорпусные кротодренажные машины имеют аналогичное устройство, но рама сделана по форме, обеспечивающей навеску двухпараллельных ножей с дренажами.

Заданный уклон дрены выдерживается способом ручного регулирования по визиркам 6 (рис. 75, а) или гидросистемой (см. гл. 12). Машины оборудуют указателем глубины и механизмом блокировки для остановки трактора в момент обрыва цепи дренажа.

Кроме наиболее распространенных в СССР навесных машин с пассивным ножом и дренажом (рис. 76), за рубежом применяют другие типы кротодренажных машин (рис. 77). Активный дренаж с ребрами 1 (рис. 77, а) получает вращение от вала отбора мощности через вал 4 и две конические передачи 3. Рабочий орган опирается на лыжи 7.

Пассивный полый дренаж 1 (рис. 77, б) движется вслед за баровой цепью 12, прорезающей щель с приводом от вала 2, конической 3 и цепной 13 передач. Баровая цепь засыпает щель через отражательный щит 11, регулируемый рычагом 16 через трос 8.

Дренаж 1 и нож 5 (рис. 77, в) установлены на качающейся раме, поднимаемой гидроцилиндром 9, наклон которой регулируется гидроцилиндром 19. Лебедка 20 с тросом 8 позволяет проводить расчлененное дренирование, прорезая щель ножом с последующим протягиванием дренажа.

Так же, но с помощью храповой шестерни 26 (рис. 77, д) и рейки 25 регулируется положение качающейся рамы 18. Прицепная машина имеет вспомогательный дисковый нож 28, заглубляемый рукояткой 24.

Прямоугольная дрена в торфяниках (рис. 77, е) прокладывается баровой цепью 12 с двумя шнеками 29 внизу.

Кротователи на сельскохозяйственных плугах. Рабочий орган (рис. 75, в) ставят на корпус сельскохозяйственного плуга для прокладки кротовин на глубине 30—40 см от поверхности через 1—1,5 м. Нож 8 кротователя прикреплен к стойке корпуса удлиненной полевой доской 11 со специальной планкой. Дренаж 7 прикрепляют снизу к косому срезу ножа.

Для увеличения стойкости кротовин используют машины с баком для внесения в дрину раствора-крепителя.

§ 8. Машины для щелевого дренажа (щеледренажные)

Активные рабочие органы щеледренажных машин работают с высокой скоростью резания и малой поступательной скоростью (табл. 20). Благодаря этому они способны перерезать (измельчать) погруженную древесину, что необходимо при прокладке дрен в пнистых грунтах.

Дренажно-дисковые машины. Дисковая фреза 14 (рис. 75, г) имеет вставные зубья, которые прорезают грунт и древесину боковыми и наружными режущими гранями. Особенность машины — сложное движение фрезы. Оно складывается из трех простых движений: поступательного вместе с машиной, вращения вокруг оси и качания вместе с осью. Поэтому дрена получается расширенной к низу и имеет большую

Таблица 20. Параметры шеледренажных машин

Машина	Скорость движения, м/ч	Глубина дренирования, м	Ширина дрены максимальной, мм	Мощность, кВт	Скорость рабочего органа, м/с	Глубина закрытия дрены, м	Масса рабочего оборудования, т
Дисковая прицепная	200—450	До 1,0	400	55—80	17—18	0,3—0,4	6—6,5
Дисковая навесная	320—920	До 1,0	150—180	55—60	18—20	—	1—1,2
Баровая	100—1800	0,7—2,0	100—300	36,8—73,5	9,5—10	0,4—0,5	0,9—1,2
Винтовая	200—500	До 1,5	110—150	110,3	3000 ¹	0,4—0,5	0,8—1

¹ Об/мин.

площадь поперечного сечения, чем обычная шель (рис. 57, м). Фреза 14 (рис. 75, е) вращается на оси, установленной на качающейся раме. Последняя может качаться вокруг продольной оси внутри подъемной рамы. Рама расположена внутри основной рамы, и ее можно поднимать полиспастами и лебедкой для регулирования глубины дрены. Сзади машины навешивают закрывающий аппарат 15, который закрывает верхнюю часть дрены. Аппарат состоит из двух конических роликов с прикрепленными к ним режущими дисками. Рычагами ролики шарнирно подвешены к раме. Конусные ролики под действием грузов прорезают дерновый покров и сдвигают грунт к середине, закрывая верхнюю часть дрены. Рама 26 навесной дренажно-дисковой машины (рис. 75, д) навешивается на рычаги 3 навесной системы и устанавливается верхним гидроцилиндром 4. Фреза 14 вращается на выходном валу редуктора 27 и совершает качательные движения вместе с редуктором на шарнирах. Привод фрезы — от ВОМ трактора через карданный вал 12. Навесная машина легче и компактнее прицепной.

Дренажно-баровая машина — это машина с цепным скребковым рабочим органом — баром, который навешивается на трактор. Во время движения трактора с одновременным вращением цепи зубья прорезают щелевую дрену. Режущая цепь на телескопической раме 21 (рис. 75, е) имеет привод от ВОМ трактора.

Гидроцилиндром 17 рабочий орган поднимают в транспортное положение и удерживают его в рабочем положении. Диски закрывающего аппарата 15 заглубляются в грунт штоками гидроцилиндров 19.

Дренажно-баровые навесные машины имеют ряд преимуществ по сравнению с дренажно-дисковыми. Они прокладывают дрены большей глубины, обеспечивают хорошее качество стенок, имеют меньшую массу, перерезают древесину непрерывно, автоматически останавливаются при встрече с препятствием. Недостатки машины — быстрый износ режущих элементов и цепи, особенно в минеральных грунтах, отсутствие механизма уклона.

Дренажно-винтовыми (шнековыми) машинами (рис. 75, ж) прокладывают щелевую дрену (рис. 75, н) при помощи шнека.

§ 9. Основные направления развития дренажных машин

Дренажные трубоукладочные машины будут значительно усовершенствованы за счет увеличения производительности, снижения массы машин, применения гидропривода, уменьшения ручного труда путем автоматизации выполняемых процессов.

Для устройства дренажа в зоне осушения будут создавать унифицированные машины со сменными рабочими органами для траншейного и узкотраншейного способа устройства дренажа, со сменными уст-

ройствами для укладки всех видов труб и автоматизации процесса.

Серьезное внимание уделяют механизации процессов защиты дренажных труб от заиливания, для чего на машинах создаются и совершенствуются специальные оберточные механизмы для обертывания труб стеклохолстом и ведут поиски новых фильтрующих материалов и способов их закладки, а также в узкие траншеи и щели путем вставки в стыки двухконусных соединительных втулок с водоприемными отверстиями.

Очень важное значение имеет совершенствование процесса укладки дренажных труб встык и в раструб с фильтрующей обсыпкой на большую глубину.

Важное направление развития — создание и совершенствование машин для устройства дренажа из пористых трубофильтров в орошаемых районах с высоким уровнем грунтовых вод в обрушающихся грунтах и пльвунах.

Одно из основных условий повышения производительности траншейных, узкотраншейных и бестраншейных машин — осуществление непрерывной загрузки фильтрующего материала. Для этой цели будут использованы специальные загрузочные устройства, в частности тележки с бункером емкостью до 5 м³ и гидроприводом, движущиеся параллельно дреноукладочной машине. При помощи шнеков и ленточного транспортера бункер трубоукладчика с рассекателями будет непрерывно загружаться фильтрующим материалом.

Во всех зонах уже началось применение ножевых машин для устройства дренажа из пластмассовых гофрированных труб глубиной до 3 м бестраншейным способом, которые постепенно заменят менее производительные машины.

Будут разрабатываться и использоваться дренажные машины повышенной единичной мощности (до 100—130 кВт) с бесступенчатым плавным регулированием скорости в широком диапазоне, что приведет к значительному увеличению производительности машин при работе в различных грунтовых условиях.

Будут созданы универсальные механизмы уклона, работающие по принципу как копирных, так и бескопирных устройств (см. гл. 12). Уже созданы и совершенствуются механизмы для паспортизации дрен, то есть автоматической записи на ленту отметок дрены в процессе ее прокладки, что позволит осуществить непрерывный контроль и предупредить нарушение уклона.

Разрабатываются новые высокопроизводительные машины для устройства дренажа в мерзлых грунтах. Совершенствуются конструкции машин для промывки дрен способом протаскивания шланга без вскрытия дрены путем повторного использования и осветления воды, усовершенствования головок для увеличения реактивной тяги и размывающей способности при помощи регулирования давления дросселем-регулятором, применения вращающихся головок, упрочнения шлангов, придания головкам оптимальной гидравлической формы, регулирования расхода дросселями, пульсирующей подачи воды, использования головок гидромеханического действия.

§ 10. Машины и оборудование для устройства закрытых трубопроводов

Закрытые напорные трубопроводы строят для закрытой оросительной сети, культурных орошаемых и обводняемых пастбищ, насосных станций. Для трубопроводов используют асбестоцементные (диаметром 100—500 мм), пластмассовые (диаметром до 200 мм), чугунные (диаметром 250—400—500 мм), стальные (диаметром 400—1200 мм) и же-

лезобетонные (диаметром до 1200 мм) трубы. Практически 96% всех закрытых трубопроводов имеют диаметр от 100 до 500 мм.

Стальные и полиэтиленовые трубы диаметром до 300 мм в дальнейшем будут укладываться бестраншейным способом (протаскиванием).

При наиболее распространенном траншейном способе укладки (85% внутрихозяйственной сети) после подготовки трассы отрываю

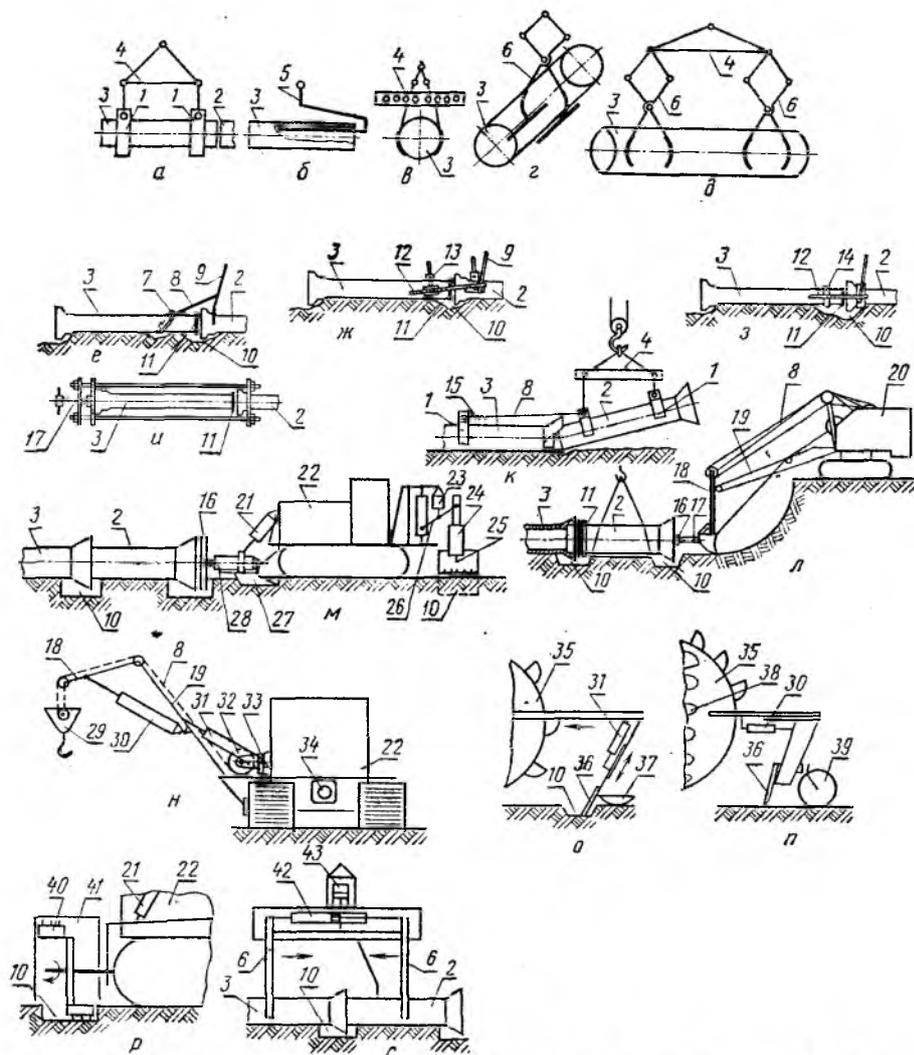


Рис. 78. Схемы приспособления для образования дна траншей, опускания труб в траншею и их стыковки.

Приспособления для опускания: а — специальные стропы; б — крюк; в, г, д — клещевые захваты; приспособления для стыковки: е — рычажно-тросовые; ж, з — рычажно-реечные; и — винтовое; к — с упругой тягой; л — ковшем экскаватора; м — гидроплунжером; н — тракторный гидроканатный трубоукладчик; приспособления для образования дна: о — к траншейному экскаватору; п — к шнекороторному каналокопателю; р — фреза для прямых; с — гидроманипулятор для опускания и стыковки труб; 1 — специальные захваты; 2 — поджимаемая к стыку труба; 3 — труба; 4 — траверса; 5 — крюк; 6 — клещевые захваты; 7 — тросовое кольцо; 8 — трос; 9 — рычаг; 10 — приямок; 11 — уплотнительные кольца; 12 — рейка; 13 — захват; 14 — хомут; 15 — упругая тяга; 16 — упорный брус; 17 — винт; 18 — рукоять; 19, 26 — стрела; 20 — одноковшовый экскаватор с обратной лопатой; 21, 23, 24, 28, 30, 31 — гидроцилиндры; 22 — трактор с приспособлениями для устройства трубного ложа, прямых и стыкования труб; 25 — ковш двухчелюстного грейфера; 27 — плуг-ложекопатель; 29 — обойма с крюком; 32 — лебедка; 33 — траверса; 34 — гидронасос; 35 — ротор; 36 — профильный отвал; 37 — лыжа; 38 — шнек; 39 — опорное колесо; 40 — фреза; 41 — кожух; 42, 43 — гидроцилиндры стыковочный и гидрозхватов.

траншей, планируют дно, копают прямки (для монтажа и заделки стыков) и колодцы, монтируют трубопровод, уплотняют стыки, частично засыпают трубы, предварительно испытывают на герметичность, полностью засыпают и окончательно испытывают на герметичность.

Для осуществления этого технологического процесса используют общестроительные и подъемно-транспортные машины (экскаваторы, скреперы, бульдозеры, грейдеры, краны, компрессоры, испытательные стенды, опрессовочные установки и т. д.), а также шнекороторные каналокопатели и некоторые специальные машины для подготовки дна, монтажа труб для послойной засыпки траншей, специальные приспособления к общестроительным и подъемно-транспортным машинам для погрузки, разгрузки, укладки и монтажа труб (рис. 78), для уплотнения стыков труб.

Для укладки труб в траншею, кроме подъемных кранов с траверсами и захватами, используют специальные трубоукладчики на базе гусеничных тракторов (рис. 78, н) с гидрооборудованием. Особенностью трубоукладчика является гидроканатный привод, что позволяет опускать трубу в глубокую траншею.

Разработка конструкций специальных машин и приспособлений для прокладки траншей, с подготовкой ложа и прямых, укладки и стыковки труб, предварительной засыпки и опрессовки, по проектам Всесоюзного научно-исследовательского института землеройного машиностроения, идет по следующим направлениям:

создание приспособления к роторным многоковшовым экскаваторам продольного копания (рис. 78, о) для получения траншей под трубы диаметром 0,2—0,4 м с лоткообразным дном и образования прямых при помощи выдвигного профильного отвала 36;

модернизация шнекороторных каналокопателей для прокладки трапециевидных траншей под трубы диаметром 0,5—1,2 м с отвалом грунта на одну любую сторону и пассивным передвижным отвалом-ложеобразователем 36 (рис. 78, п) на месте зачистного отвала;

создание необходимых навесных рабочих органов на базовом тракторе, движущемся по дну отрытой для труб диаметром 0,5—1,2 м траншеи, — фрезы 40 (рис. 78, р) с продольной осью вращения и гидрориводом или грейфера 25 с гидравлическим замыканием цилиндрами 24 (рис. 78, м) для отрывки прямых 10 и гидробруса 16 с толкающим гидроцилиндром 28 для стыковки труб; трактор снабжается якорем — упором с гидроуправлением;

разработка комплекта сменного оборудования и специальных самозахватывающих траверс к гидравлическим одноковшовым экскаваторам или кранам для транспортировки, укладки труб (рис. 78, а—д), а также стыковки труб диаметром 0,2—0,4 м при помощи захвата-манипулятора (рис. 78, с), стягиваемого гидроцилиндром 42;

конструирование опрессовщиков для гидравлического испытания труб в траншее; опрессовщик монтируется на прицепе (для труб диаметром 0,5—1,2 м) или самоходном шасси (для труб диаметром 0,2—0,4 м) и имеет два насоса — для заполнения и опрессовки; заглушки труб прижимаются упором 16 или гидроцилиндрами опрессовщика;

создание машин для предварительной засыпки труб небольшим слоем грунта с отвальными, скребковыми цепными, шнековыми или комбинированными рабочими органами;

создание машин или сменного оборудования для послойного уплотнения грунта в траншее при засыпке.

Перспективно также проектирование машин для планировки трасс с сохранением гумусного слоя, а также специальных машин для укладки тонкостенных труб.

Глава 7. МАШИНЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ЗЕМЕЛЬ К ОСВОЕНИЮ И КУЛЬТУРТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

§ 1. Назначение и классификация

При подготовке земель к освоению выполняют следующие виды работ: очистку от кустарника, деревьев; корчевание и сбор пней; сбор, погрузку и транспортировку растительности; очистку от камней и корневых остатков; выравнивание полей; первичную вспашку; разделку пласта; обработку поверхности без оборота пласта; выравнивание вспаханной поверхности; прикатывание болотно-торфяных почв и т. д.

Машины для подготовки земель к освоению делят на следующие подгруппы: кусторезы; для валки и срезания леса; корчевальные; для сплошного удаления растительности; для подборки, собирания, погрузки и транспортировки снятой растительности; универсальные рамы с набором сменных рабочих органов; камнеборочные; специальные плуги; специальные бороны; почвообрабатывающие фрезы; сельскохозяйственные катки; выравниватели (планировщики) осушаемых земель.

§ 2. Машины для срезания кустарника (кусторезы)

Назначение кусторезов — срезание надземной части кустарниковых зарослей.

Общие требования к этим машинам: низкий срез кустарника (желательно у поверхности почвы с удалением корневой шейки), минимальное нарушение дернового покрова, удаление небольших пней и кочек, возможность работы на поверхностях с неровным рельефом и на грунтах со слабой несущей способностью, достаточная боковая устойчивость.

Различают кусторезы с пассивными — ножевыми (рис. 79, а, б) и активными — сегментными (рис. 79, в) и ротационными (рис. 79, г, д),

Таблица 21. Основные параметры кусторезов

Рабочие органы	Мощность трактора, кВт	Ширина захвата, м	Рабочая скорость, км/ч	Производительность, га/смену	Диаметр срезаемых стволов, см	Масса навесного оборудования, т
Ножевой с горизонтальными ножами	36,8—118,0	2,5—3,6	2,5—6,0	3,0—7,0	3,0—12,0	1,2—4,5
Сегментный	36,8—55,0	До 2,5	—	1,0—1,5	До 5,0	1,0—1,8
Ротационный (дисковый)	20,0—55,0	1,2—4,0	0,5—4,0	До 0,5—3,0	До 10,0—30,0	0,4—1,2
С ротационным барабаном (измельчитель)	70,0—100,0	1,5—2,0	0,5—0,8	0,8—1,5	До 8,0	0,7—2,0

е, ж, з) рабочими органами (табл. 21). Кусторезы бывают навесные с механическим (канатным) и гидравлическим управлением.

Ножевые (пассивные) рабочие органы кусторезов бывают с горизонтальными ножами (рис. 79, а) и в виде ножевого барабана (рис. 79, б). Наиболее распространены кусторезы с горизонтальными ножами. Рабочий орган такого кустореза представляет собой двухсторонний клин с плоскими горизонтальными ножами 1, которые устанавливают под углом 60—65° к направлению движения. Ножи имеют гладкую или волнообразную режущую кромку.

При движении кустореза ножи 13 (рис. 80) срезают надземную часть растительности, рабочий орган клином врезается между ствола-

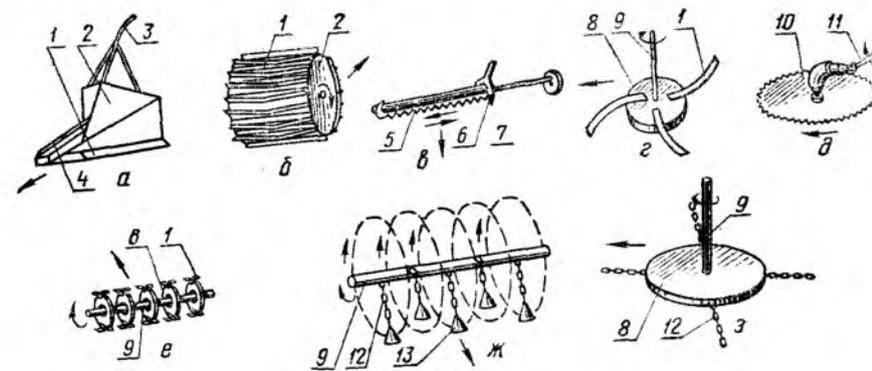


Рис. 79. Схемы рабочих органов кусторезов.

Ножевые: а — с горизонтальными ножами; б — ножевой барабан; в — сегментный. Ротационные: г — вращающиеся ножи; д — дисковая пила; е — ротационный барабан; ж — рубящие (дробящие) молотки; з — рубящие (дробящие) цепи; 1 — нож; 2 — корпус (отвал); 3 — ограждение; 4 — клин-колун; 5 — сегментные ножи; 6 — шатун; 7 — эксцентрик; 8 — диск; 9 — вал (ось вращения); 10 — дисковая пила; 11 — рукоять; 12 — цепь рубящая; 13 — молотки рубящие.

ми. Упавшая растительность сползает с поверхностей 2, а поверхности 14 раздвигают ее в обе стороны.

Пассивный рабочий орган навешивают впереди трактора при помощи переднего шарового пальца 11 (рис. 80), установленного на переднем конце специальной навесной рамы 10 (рис. 80, а) и входящего в шаровую пяту 12 рабочего органа. В последнее время рабочий орган навешивают на универсальную раму 17 (рис. 80, б, в) с помощью кронштейна 18 и шарового пальца 11. Кронштейн 18 крепится к двум проушинам универсальной рамы. Отвал с ножами самоустанавливается по рельефу почвы и равномерно срезает кустарник. В рабочем положении отвал скользит на лыжах 8 и сохраняет свое положение по отношению к раме при помощи пружин 9. Рама 10 или 17 шарнирно соединена с трактором внутренними или наружными цапфами 6, прикрепленными к балкам гусеничных тележек трактора 7 или к задней поперечной балке.

Поднимают и опускают раму 10 или 17 с рабочим органом кустореза с гидравлическим управлением одним или двумя гидроцилиндрами 4, работающими от гидропривода 16 трактора. Во время работы гидроцилиндры находятся в запортом положении. Подъему рабочего органа препятствует часть веса трактора, что обеспечивает ровный низкий срез кустарника, кочек и мелких пеньков. Поднимают раму кустореза с канатным управлением полиспастом от задней или передней тракторной лебедки, а опускают под действием веса рамы и рабочего органа.

Кусторезы с гидравлическим управлением обеспечивают лучшее качество, ровный, более низкий срез и более высокую производительность, чем кусторезы с канатным управлением, особенно на увлажненных почвах.

В последнее время применение кусторезов все более ограничивается, так как после срезки кустарника требуется удаление из почвы корней и корневых остатков, и сдвигается значительная часть плодородного слоя почвы.

Сегментный рабочий орган шарнирно подвешивают сзади или сбоку трактора. Подвижные сегменты с приводом от ВОМ трактора (рис. 79, в), совершая возвратно-поступательное перемещение по отношению к неподвижным, срезают кустарник с диаметром стволов не более 5 см. Они работают на высоком срезе, многократно перерезают стволы из-за

поперечного отгиба, неполного захвата сегментами кустарника и отсутствия отваливающего приспособления. Сегменты заклиниваются и изгибаются при работе ствола. По этим причинам сегментный рабочий орган в кусторезах не нашел широкого применения.

Ротационный (дисковый) рабочий орган представляет собой дисковую пилу (фрезу) 10 (рис. 79, д) с режущими зубьями. Диск устанавливается на конце рукояти 11 или спереди на охватывающей трактор раме. Фреза имеет привод от ВОМ трактора или гидромотора; фрезу на рукояти можно установить для резания в нужной плоскости и поворачивать при помощи двух гидроцилиндров. Горизонтальная фреза, расположенная спереди, закрывается сверху горизонтальным листом, а перед рамой ставится под углом к оси машины вертикальный лист для отваливания в сторону срезанного кустарника. Рабочий орган

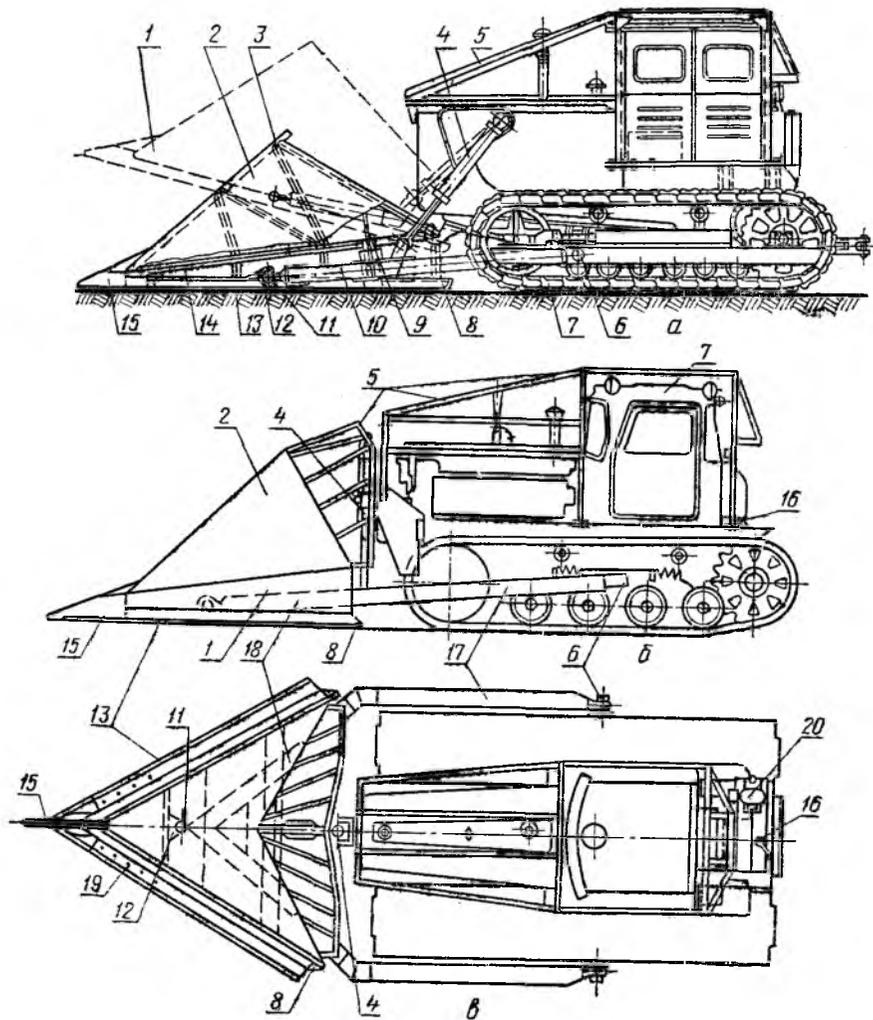


Рис. 80. Кусторезы с ножевым (пассивным) рабочим органом (горизонтальными ножами) и гидравлическим управлением:

а — на специальной раме; б — на универсальной раме (вид сбоку); в — то же, вид сверху; 1 — рабочий орган в транспортном положении; 2 — наклонные поверхности рабочего органа; 3 — рама рабочего органа; 4 — подъемные гидроцилиндры; 5 — ограждение; 6 — боковые цапфы; 7 — базовый трактор; 8 — лыжи; 9 — пружинная подвеска; 10 — специальная рама; 11 — шаровой палец; 12 — шаровая пята; 13 — ножи; 14 — вертикальные поверхности рабочего органа; 15 — клин-колон; 16 — гидропривод; 17 — универсальная рама; 18 — кронштейн; 19 — болты крепления ножей; 20 — заточное устройство.

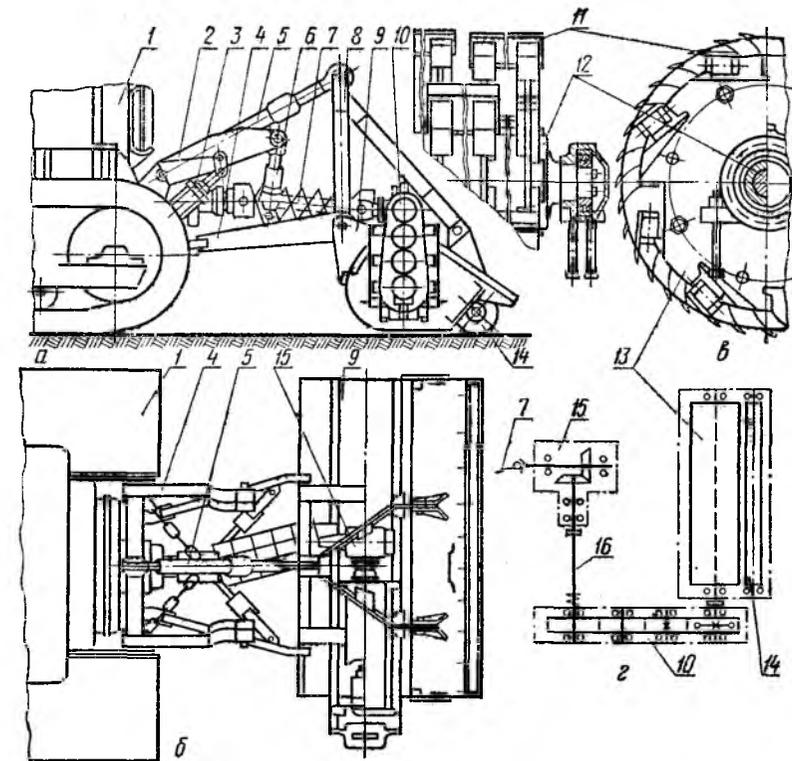


Рис. 81. Кусторез с активным ротационным барабаном:

а — вид сбоку; б — вид сверху; в — рабочий орган; г — кинематическая схема привода: 1 — базовый трактор; 2 — верхние рычаги навески; 3 — подъемные гидроцилиндры; 4 — нижние рычаги навески; 5 — верхний гидроцилиндр; 6 — винтовые тяги навески; 7 — карданно-телескопический вал; 8 — рама рабочего органа; 9 — кожух; 10 — бортовой редуктор; 11 — ножи; 12 — вал рабочего органа в сборе; 13 — ротационный барабан; 14 — каток; 15 — конический редуктор; 16 — вал приводной.

опирается на лыжи или короткие гусеницы и устанавливается гидроцилиндрами.

Вращающиеся ножи (рис. 79, г) работают так же, как дисковая пила.

Кусторезами с дисковым (ротационным) рабочим органом можно срезать кустарник с диаметром ствола менее 3 см и более крупный. Однако возможно заклинивание диска из-за неровностей грунта. Ротационный орган часто беспорядочно разбрасывает растительность, недостаточно производителен.

Кусторезы-измельчители имеют ротационный рабочий орган. Для очистки земель от кустарника с диаметром стволов до 5—8 см и его измельчения применяют ротационные барабаны с горизонтальной осью вращения и шарнирно установленными ножами (рис. 79, е).

Кусторез с ротационным барабаном 13 (рис. 81) срезает и измельчает стволы кустарника (табл. 21) при движении вращающимся барабаном, на котором по спирали установлены 30—40 плоских ножей 11. Измельчение достигается благодаря высокой частоте вращения барабана (более 1000 об/мин) диаметром 700—800 мм. Ротационный барабан 13 на валу 12 навешивают при помощи рамы рабочего органа 8 на рычаги 4 навески, у которой верхняя тяга заменена гидроцилиндром 5. Измельченный кустарник с поверхностным слоем грунта прикатывается катком 14, который одновременно служит задней опорой.

За рубежом применяют кусторезы-измельчители рубящего действия (рис. 79, ж, з) с цепями 12, иногда с молотками 13, совершающими

вращательное движение вокруг горизонтальной или вертикальной оси. Такие машины рубят кустарник высотой до 3—5,5 м, оставляя измельченную массу, но плохо работают на торфяных и слабых минеральных грунтах, а также на кустарнике с вязкой и прочной древесиной (ива, береза, черемуха и др.).

§ 3. Машины и орудия для валки и срезания леса

Для удаления древесной растительности с диаметром стволов 20—25 см и более применяют машины и орудия, которые по технологическому процессу можно разделить на корчующие (сваливающие) деревья с корнями и перепиливающие ствол.

Машины, корчующие деревья с корнями. Для валки одиночных деревьев с корнями применяют тракторы со специальным навесным оборудованием — толкающим *древовалом-корчевателем* (рис. 82, а). Для валки дерева диаметром до 70 см упор нажимает на ствол на высоте до 3 м. Ствол наклоняется, а корни выкорчевываются зубьями 4, укрепленными ниже древовала.

Древовал с клеще-захватным рабочим органом (рис. 82, б) захватывает ствол дерева полукруглыми рычагами клещи-захвата 5, стягиваемыми гидроцилиндром 2 через тяги 6, корчует деревья или кустарник подъемом гидроцилиндрами навесной системы 7 и движением трактора 3. Максимальный диаметр корчующих деревьев 25—35 см. Ширина захвата 1 м. Производительность — до 200 деревьев диаметром 20 см в смену. Более мощный *древовал* корчует ствол клещней-захватом 5 при помощи гидроцилиндра 17 (рис. 82, в) с опорой на плиту 18 и подъемом гидроцилиндром 16.

Для сплошной валки леса с корнями применяют также *корабельные (траловые) цепи* 9 (рис. 82, в) длиной 55—90 м и шириной захвата до 25 м и канаты диаметром до 32 мм и длиной до 280 м, буксируемые за концы двумя тракторами 3. К звеньям цепей приваривают изогнутые и заостренные зацепы (шпоры), а иногда к цепям прикрепляют тяжелый шар 8, диаметром до 2,5 м, способствующий сваливанию деревьев. Производительность достигает 40 га/см.

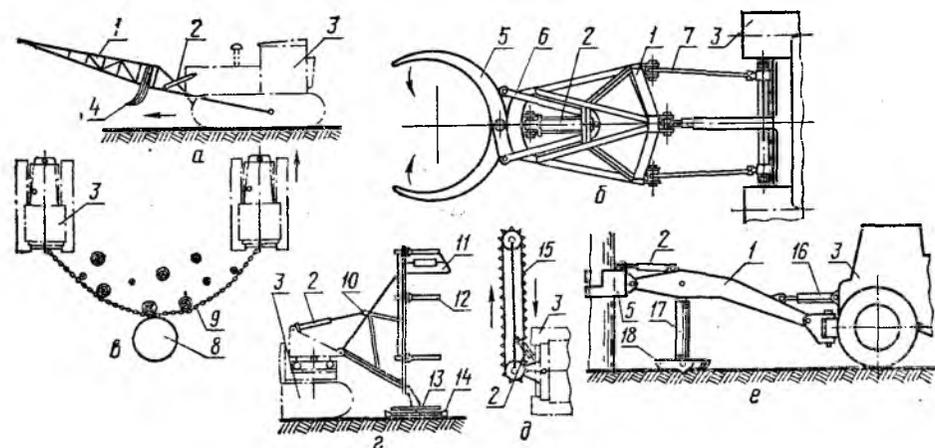


Рис. 82. Схемы машин для валки и срезания леса:

а — навесной толкающий *древовал-корчеватель*; б, в — навесные *древовалы-корчеватели* с клеще-захватным рабочим органом; в — *траловая цепь* с тракторами; г — навесной *древовал* с дисковой пилой; д — *древовал* с цепной пилой; 1 — рама; 2, 16, 17 — гидроцилиндры; 3 — трактор; 4 — зубья; 5 — клещи-захват; 6 — тяги; 7 — навесная система; 8 — шар; 9 — цепь *траловая*; 10 — *стрела-стойка*; 11 — верхняя рама; 12 — захваты-кльки; 13 — диск защитный; 14 — дисковая пила; 15 — цепь режущая; 18 — *дыжа опорная*.

За рубежом валку леса с измельчением древесины проводят также катковыми самоходными машинами, имеющими 2—3 катка типа ножевых барабанов (рис. 79, б).

Машины, перепиливающие ствол. Основная машина этого типа — *древовал с дисковой пилой* бывает на базе одноковшового экскаватора, трактора (рис. 82, г) или крана на гусеничном ходу (рис. 83, а).

На поворотную платформу экскаватора или специальную поворотную платформу трактора 3 (рис. 82, г) навешивают *стрелу-стойку* 10, которая поднимается канатом от одного из барабанов главной лебедки экскаватора или гидроцилиндрами 2 на тракторе. Снизу установлена дисковая пила (фреза) 14 с приводом от ВОМ, закрытая сверху защитным диском 13. На стойке установлены шарнирно захваты-кльки 12 откладчика, а в верхней части также шарнирная рама 11. По мере врезания пилы 14 срезанное дерево падает комлем на защитный диск 13. Захваты-кльки откладчика удерживают ствол в вертикальном положении. Затем канатами или гидроцилиндрами захваты-кльки откладчика вместе со стволом приподнимают, а верхняя его рама, поворачиваясь, выталкивает ствол, укладывая комлем вперед, справа по ходу.

Привод пилы 10 (фрезы) осуществляется от дизель-электрической станции крана (рис. 83, а) через электродвигатель 11 и редуктор 9, а привод *стрелоподъемной лебедки* и полиспаста — от электродвигателя 3.

Валочно-пакетирующая машина с гидроприводом на базе экскаватора (рис. 83, г) срезает деревья цепной пилой 10 с приводом от гидродвигателя 22 и укладывает их захватами 8 откладчика, управляемыми гидроцилиндрами 13. Пила и захваты установлены на раме откладчика, шарнирно закрепленной на конце стрелы 6 и тяги 15, которые образуют параллелограмную навеску. Благодаря этому при подъеме стрелы

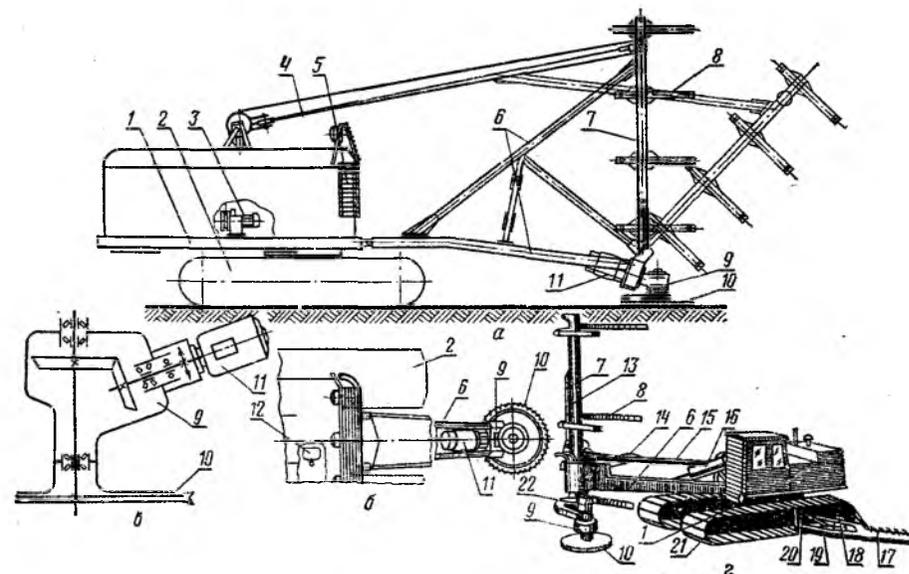


Рис. 83. Навесной *древовал* с дисковой пилой:

а — с электроприводом (вид сбоку); б — то же (вид сверху со снятым откладчиком); в — кинематическая схема электромеханического привода пилы (фрезы); г — общий вид с гидроприводом и пакетирующим устройством; 1 — поворотная платформа; 2 — кран на гусеничном ходу; 3 — подъемный электродвигатель; 4 — *стрелоподъемный полиспаст*; 5 — ограждение; 6 — *стрела*; 7 — рама откладчика; 8 — захваты-кльки; 9 — редуктор; 10 — пила (фреза); 11 — электродвигатель; 12 — пульт управления; 13 — гидроцилиндр управления кльками-захватами; 14 — гидрошланги; 15 — тяга; 16 — гидроцилиндр подъема стрелы; 17 — рычаг с зубьями; 18 — выталкиватель; 19 — *стрела*; 20 — гидроцилиндр пакетирующего устройства; 21 — торфяной экскаватор; 22 — гидромотор фрезы.

лы 6 гидроцилиндрами 16 фреза 10 и захваты 8 сохраняют горизонтальное положение при любой высоте среза. Специальный гидроцилиндр позволяет, изменяя длину тяги 15, наклонять откладчик, что вместе с поворотными захватами-кляками 8 дает возможность погружать срезанные деревья в транспортные средства. Кроме того, машина снабжена пакетирующим устройством. Срезанные деревья при торможении поворотной платформы 1 по инерции ложатся комлями на рычаг 17 с зубьями и при передвижении машины на следующую стоянку перемещаются вместе с ней по грунту, пока не накопится пакет в 1,5—2 м³, после чего он сбрасывается на грунт выталкивателем 18 и может вывозиться целиком.

Древовалы срезают деревья диаметром до 25 см пилой диаметром 0,9—1,5 м. Ширина полосы, срезаемой за один проход, до 13—16 м. Производительность — 0,7—1 га в смену.

Древовал с цепной пилой на тракторе (рис. 81, г, д) имеет цепную пилу, которая работает в плоскости, перпендикулярной движению. Недостаток таких машин — беспорядочное сваливание деревьев, перекоп и заклинивание пилы при наклонах трактора.

§ 4. Корчевальные машины

Корчевальные машины удаляют пни и растительность вместе с корневой системой.

По способу корчевания машины и орудия можно разделить на следующие подгруппы (табл. 22): с канатной тягой (рис. 84, а, б, в); ма-

Таблица 22. Основные параметры корчевателей с передним расположением рабочего органа на гусеничных тракторах

Основные параметры	Нормы для типоразмера				
	КК-3, КГ-3	КК-5, КГ-5	КК-10, КГ-10	КК-15, КГ-15	КК-25, КГ-25
Нормальное тяговое усилие базового трактора, кН ¹	30	50	100	150	250
Максимальный диаметр корчюемых пней, мм	200	350	450	500	600
Ширина захвата рабочего органа корчевателя не более, мм	1000	1200	1500	1500	1500
Расстояние между осями зубьев не более, мм	300	300	500	500	500
Заглубление рабочего органа относительно опорной поверхности гусениц трактора не менее, мм:					
типа КК ²	—	—	400	450	500
типа КГ ³	300	350	400	400	450
Подъем рабочего органа над опорной поверхностью гусениц трактора не менее, мм:					
типа КК	—	—	800	900	1000
типа КГ	600	600	700	700	700
Скорость ⁴ подъема рабочего органа не менее, м/с:					
типа КК	—	—	0,5	0,5	0,5
типа КГ	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Угол въезда (рекомендуемый), град	20	20	20	20	20

¹ Принято по срезу двойной породы с поверхностной корневой системой корчюемого пня через три-четыре года после рубки; ² КК с канатным управлением; ³ КГ с гидравлическим управлением; ⁴ при увеличении максимального диаметра корчюемых пней скорость подъема может быть снижена.

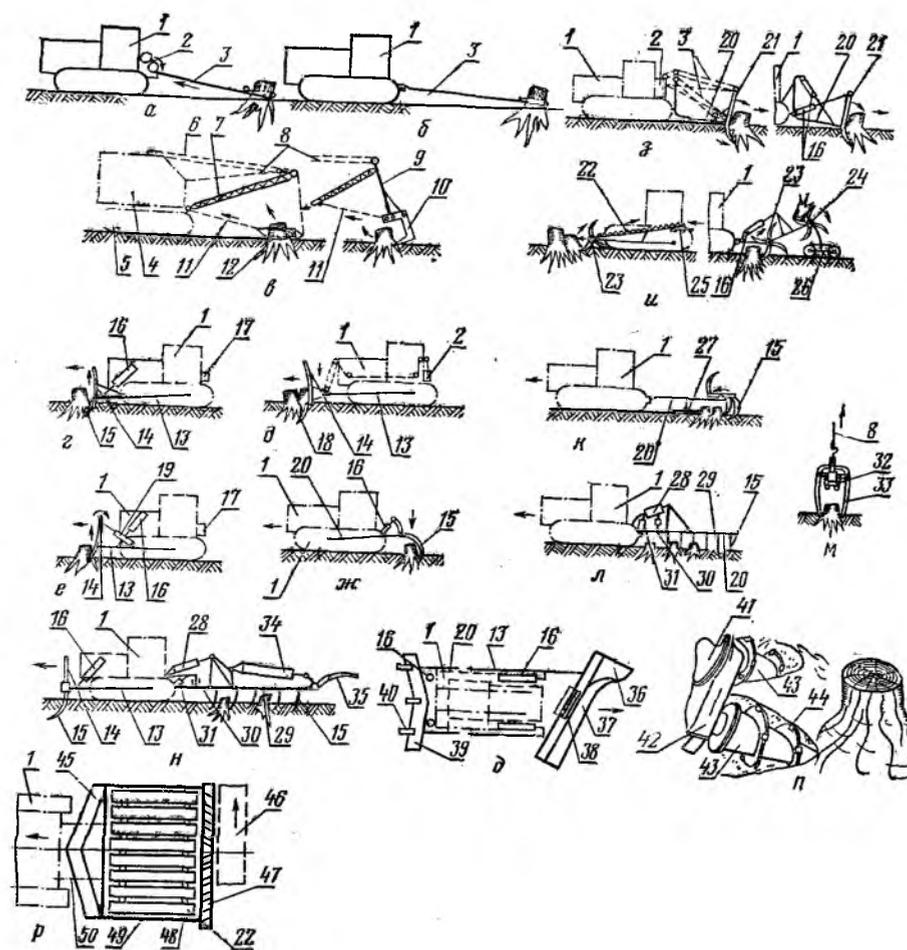


Рис. 84. Схемы корчевальных машин и орудий и машин для сплошного удаления растительности:

а — трактор с корчевальной лебедкой; б — трактор с канатом для корчевания; в — экскаватор с корчевальными клещами (захватом); г — корчеватель и корчеватель-собирающий с гидравлическим управлением; д — бульдозер с канатным рабочим органом и гидравлическим управлением; ж — корчеватель на задней платформе с поворотным управлением с корчевальной лопатой; з — корчеватель и корчеватель-собирающий с поворотным управлением с гидравлическим управлением; и — машина для сплошного корчевания с ротационным рабочим органом и очистителями; к — роторный корчеватель; л — навесная корчевальная борона; м — виброкорчеватель; н — комбинированная корчевальная машина (корчевальная борона); о — машина с комбинированным рабочим органом; п — машина, подрезающая корни и измельчающая пень; р — ножевая-плоскорезная; 1 — трактор; 2 — лебедка тракторная; 3 — канат; 4 — экскаватор; 5 — гусеничный ход; 6 — стреловой канат; 7 — стрела; 8 — подъемный канат; 9 — рукоять; 10 — корчевальный захват; 11 — тяговый канат; 12 — корчевальные клещи; 13 — толкающая рама; 14 — отвал; 15 — зуб; 16 — гидроцилиндры подъема; 17 — гидропривод; 18 — корчевальная лопата; 19 — гидроцилиндры поворота; 20 — рама; 21 — двулучные рычаги; 22 — клавишный сепаратор; 23 — корчевальный ротор; 24 — очистные роторы; 25 — транспортер; 26 — гусеничная тележка; 27 — лыжа; 28 — верхний гидроцилиндр навесной системы; 29 — навесная корчевальная борона; 30 — нижние рычаги навесной системы; 31 — гидроцилиндры навесной системы; 32 — вибромолот; 33 — захваты; 34 — гидроцилиндры установки грабелей; 35 — поворотные грабли; 36 — клиновой корчеватель; 37 — кусторез-корчеватель; 38 — древовал; 39 — конерез плоский; 40 — наклонные штыри; 41 — гидромотор; 42 — редуктор; 43 — наклонные конические шнеки; 44 — режущие ножи; 45 — нож-плоскорез; 46 — транспортер; 47 — шнек; 48 — кулачковый вал; 49 — вертикальные стенки; 50 — навесная система.

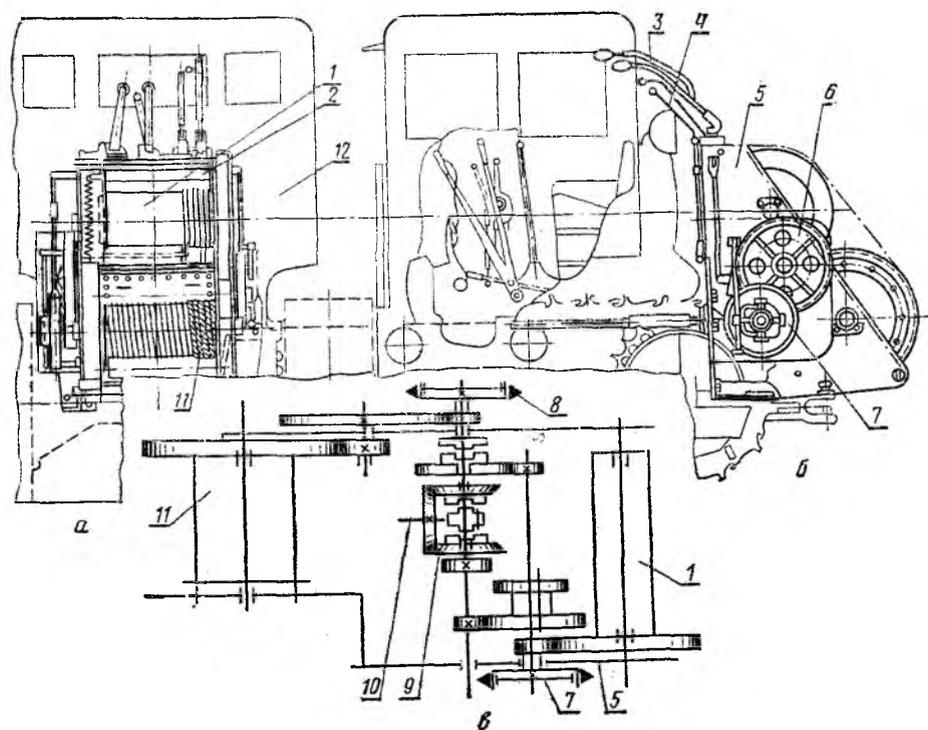


Рис. 85. Навесная двухбарабанная корчевально-трелевочная лебедка:

а — общий вид; б — вид сбоку; в — кинематическая схема; 1 — вспомогательный барабан; 2 — прижимной ролик; 3 — рычаг управления фрикционами и тормозами; 4 — рычаги переключения скорости и реверса; 5 — рама; 6 — шестерня; 7, 8 — фрикционная муфта с тормозом; 9 — реверс; 10 — вал отбора мощности; 11 — основной барабан; 12 — трактор.

шины, корчующие пни и другую растительность зубьями или рычагами с комбинированным движением — поступательным перемещением и подъемом (рис. 84, г, д, е, ж, з, и); машины, корчующие пни зубьями или крюками с поступательным перемещением (рис. 84, к, л); машины для виброкорчевания пней (рис. 84, м); комбинированные корчевальные машины (рис. 84, н, о); машины, подрезающие корни и измельчающие мелкие пни (рис. 84, п).

Машины с канатной тягой. Сзади трактора установлена корчевальная тракторная лебедка 2 (рис. 84, а) с приводом от вала отбора мощности трактора 1. Лебедки имеют два 1 и 11 (рис. 85, а), а иногда и три барабана. Барабаны 1, 11 закреплены на раме 5 так, что их оси вращения перпендикулярны оси трактора. Корчуют пни канатом основного барабана 11, обеспечивающего наибольшее тяговое усилие. Барабан 1 вспомогательный и служит для трелевки деревьев и пней. Оба барабана с независимым управлением при помощи рычагов 3, управляющих фрикционами 7, 8 и тормозами. Для изменения тягового усилия в широких пределах барабаны имеют две-три реверсивные передачи.

Канатные устройства для корчевания прямой тягой (рис. 84, б) собраны из стального троса с коушем и крюком. Трос 3 закрепляют петлей вокруг пня и коушем на прицепной серьге трактора 1. Этот способ удобен для корчевания отдельных пней.

Корчевальные клещи на одноковшовом экскаваторе (рис. 84, в) используют со стандартной стрелой драглайна. Во время опускания на подъемном канате 8 (тросе) клещи 12 раскрывают и ставят на пень.

При натяжении тягового троса 11 рычаги захватывают пень зубьями и выкорчевывают совместными усилиями тягового и подъемного канатов, отрывают от земли и перемещают в штабель. Применяют также корчевальный захват 10 на рукояти 9 обратной лопаты, выкорчевывая пень также канатами 8 и 11.

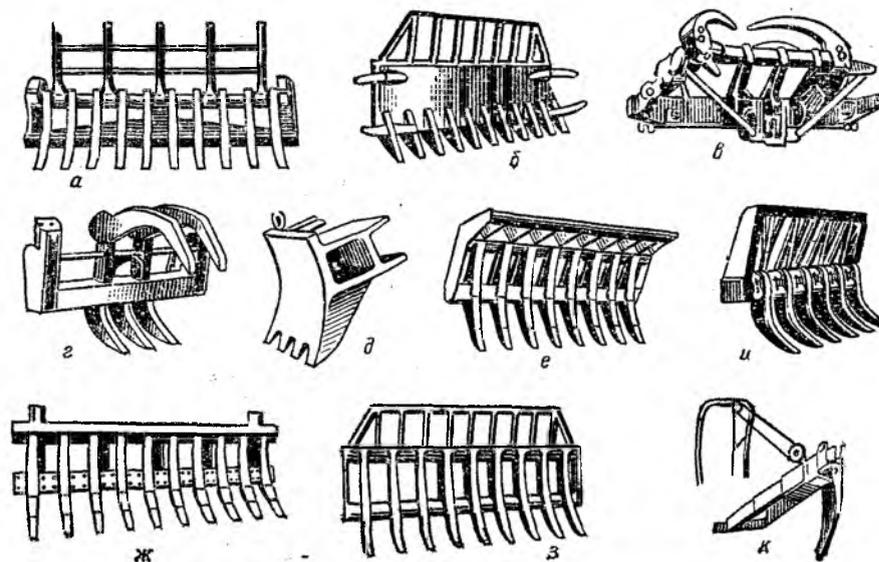
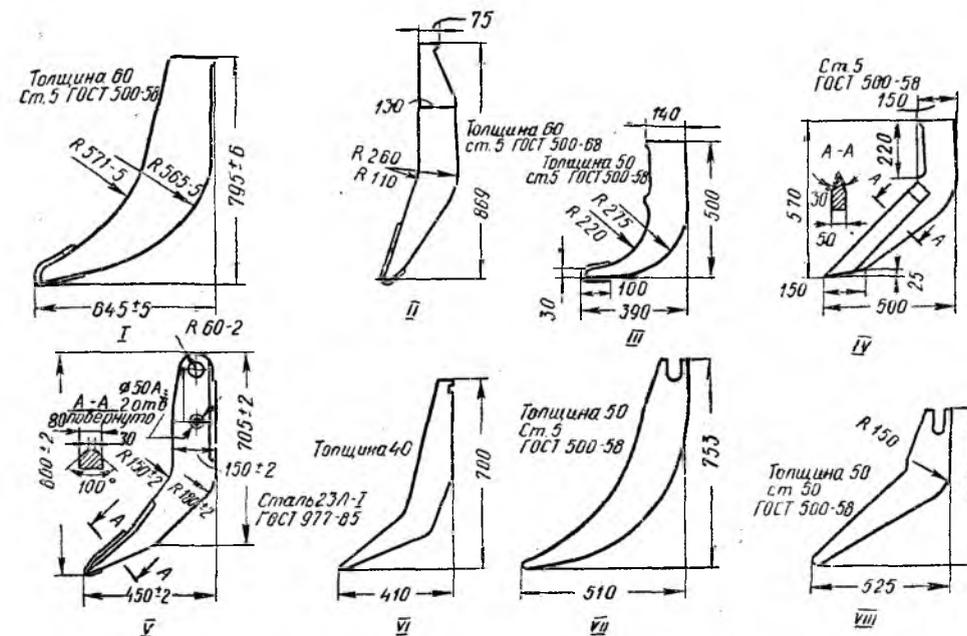


Рис. 86. Типы отвалов корчевателей и корчевателей-сборителей и их зубья (клыки):

а, б, ж — для корчевания и сгребания кустарника; в, г — универсальный рабочий орган с захватами (корчеватель погрузчик); д — цельнолитой отвал для корчевания крупных пней; е — корчевальный отвал «Флеко» для одноковшового экскаватора с обратной лопатой; з — отвал «Флеко» для корчевания пней, камней и кустарника; и — отвал корчевателя-сборителя ДП-8; л — корчевальный зуб-крюк заднего корчевателя; I — клыки (зубья) корчевальных отвалов; II — корчеватель-сборителя Д-695А; III — корчевателя Д-496А; Д-513А; III, IV — универсальной рамы МК-11; V — корчевателя-сборителя ДП-8; VI — корчевателя-сборителя М-6; VII, VIII — средний и боковой клыки корчевателя-погрузчика КБП-2.

Все машины с канатной (тросовой) тягой обслуживают не менее двух-трех человек, так как переноска тросов, закрепление их на пне и снятие требуют значительных затрат ручного труда.

Машины с комбинированным движением рабочего органа. К таким машинам относятся *корчеватели и корчеватели-сборители с передней навеской рабочего органа*. В качестве рабочего органа таких корчевателей применяют раму или щит-отвал (рис. 86). На раме или щите установлены зубья или в нижней части делают гнезда, в которых закрепляют 3—10 сменных зубьев (клыков) 15 (рис. 84).

Основные параметры и размеры корчевателей с передним расположением рабочего органа на гусеничных тракторах с номинальным тяговым усилием до 250 кН (кроме корчевателей специального назначения) регламентированы ГОСТ 8970—64 (табл. 22), а зубья-клыки ГОСТ 14277—69.

Щит-отвал или рама рабочего органа крепится к толкающей раме 13 (рис. 84) жестко или шарнирно. В первом случае рабочий орган фиксируется наклонными толкателями, во втором — гидроцилиндрами поворота 19.

Для подъема отвала используют канатный полиспаг (рис. 84, д) или гидравлический привод (рис. 84, г, е). Корчевателями или корчевателями-сборителями, заглубляя зубья (клыки), выкорчевывают пень комбинированным движением — тяговым усилием трактора и подъемным механизмом, а у некоторых машин (рис. 84, е) и поворотом рабочего органа. Корчеватели-сборители транспортируют пни тем же рабочим органом.

Т а б л и ц а 23. Основные параметры корчевальных машин

Машина	Мощность, кВт	Максимальный диаметр пней, см	Производительность (средняя при диаметре пней 30—40 см) пней/ч, га/смена	Максимальная ширина захвата, м	Масса корчевального оборудования, т	Максимальное заглубление рабочего органа, см
Трактор с навесной корчевальной лебедкой	58,8—73,5	35—70 ¹	7,0—8,0 ⁴ 30,0—45,0 ⁵	—	1,2—1,9	—
Корчеватели и корчеватели-сборители с передней навеской	40,0—118,0	20—70	30,0—30,0 ⁵ 1,2—2,0 ⁴	1,3—3,6 ⁷	1,0—5,5	35—65
Корчеватели с задней навеской, зубовые	58,8—73,5	50—70	40,0—70,0 ⁵	0,25—1,2	До 2,6	70
Рычажные корчеватели	58,8—73,5	25—80 ²	1,0—1,5 ⁴ 20,0—35,0 ⁵	1,2	1,3—3,5	65—77
Роторные корчеватели	36,7—44,1	16—20	3,0—4,0 ⁴	2,2	1,6—1,8	30—32
Корчевальные бороны	36,7—58,8	12—16	3,0 ² —7,0 ⁴	2—4,2	1,4—2,0	25—40
Ротационные корчевальные машины	73,5—118,0	20—50	2,5—1,6 ⁴	2—3	13,0—15,0	25—40
Комбинированные корчевальные машины	73,5—240,0	14—80	1,5—13,5 ⁴	3,0—5,9 ⁶	4,0—9,0	40—55

¹ С полиспагом; ² при сплошной пнистости до 1000—1300 пней/га; ³ в зависимости от способа корчевания; ⁴ га/смену при пнистости до 3%; ⁵ пней/ч, в зависимости от диаметра пней; ⁶ грабли; ⁷ число зубьев-корчевателей до 4, корчевателей-сборителей до 9.

Отвалы корчевателей и корчевателей-сборителей в зависимости от их основного назначения бывают различных конструкций (рис. 86, а—к), так же, как и формы зубьев-клыков (рис. 86, I—VI).

Отвалы корчевателей и корчевателей-сборителей навешивают на передние охватывающие (толкающие) рамы — специальные 10 (рис. 87) или универсальные 13. Эти рамы навешиваются на трактор 7 при помощи боковых поворотных цапф 8. Отвалы по способу крепления к рамам бывают неповоротные (рис. 86, а) и поворотные (рис. 86, б, в, г). Последние сейчас находят наиболее широкое применение, так как возможность поворота отвала облегчает и ускоряет процесс корчевания и

дает возможность поднимать, транспортировать и погружать пни и растительность в транспортные средства. Механизмы управления сейчас применяют почти исключительно гидравлические с подъемными 5 и поворотными 12 гидроцилиндрами двойного действия, что позволяет принудительно заглублять зубья под пень или корневую систему кустарника и поворачивать зубья-клыки вперед и назад по ходу. Поднимают и опускают отвал гидроцилиндрами 5 при помощи рычагов 4 и тяг 11 (рис. 87, а, б) или непосредственно штоками гидроцилиндров 5 (рис. 87, в, г). По отношению к раме отвал поворачивают непосредственно штоками наклонных гидроцилиндров поворота 12 (рис. 87, б, г) либо гидроцилиндрами 12, установленными шарнирно на неповоротных уширителях 14 отвала (рис. 87, в), штоки которых соединены с кронштейнами на поворотном отвале 2, помещенном между уширителями.

Корчеватель-сборитель с поворотным отвалом (рис. 87, г) имеет основной отвал 2, к которому справа и слева крепятся два уширителя. Отвал навешивается на толкающую раму 10 и крепится к ней шарнирно осями, проходящими в наклонных овальных пазах 18 кронштейнов 3. Такая конструкция позволяет заглублять зубья-клыки 1 под пень (камень) и корчевать его поворотом отвала при стоянке трактора 7, пользуясь для этого гидроцилиндрами 12 поворота отвала при запертом положении подъемных гидроцилиндров 5 и опоре рамы 10 на специальные опорные плиты 17.

Применяют также гидравлические толкатели телескопической рамы, что позволяет корчевать пень на месте с опущенным задним упо-

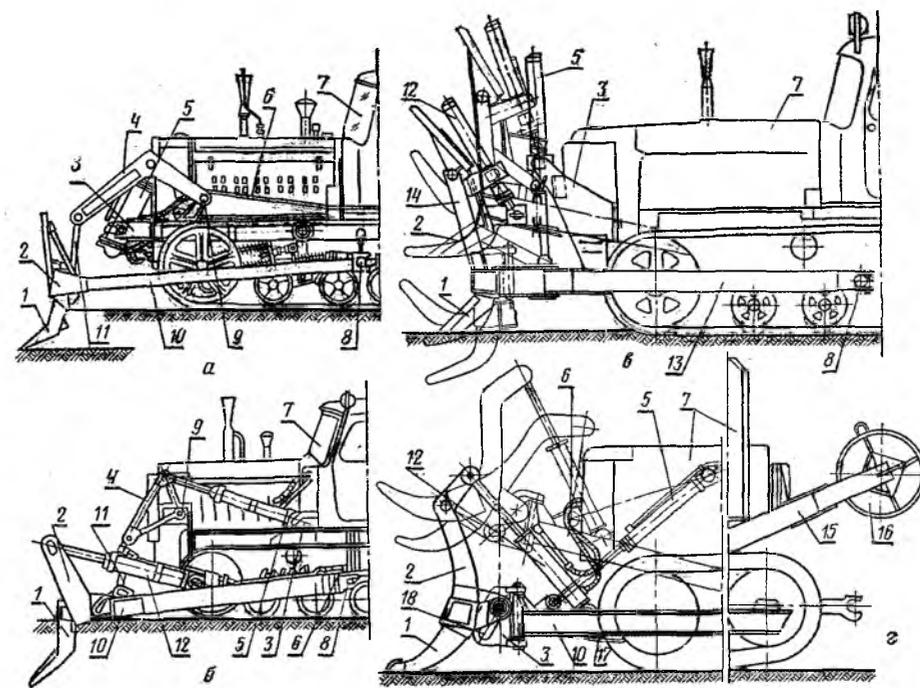


Рис. 87. Различные конструкции корчевателей и корчевателей-сборителей с передней навеской рабочего органа и гидравлическим управлением:

а — корчеватель с неповоротным рабочим органом и угловыми рычагами; б — корчеватель-сборитель с поворотным рабочим органом и угловыми рычагами; в — то же, на универсальной раме с неподвижными уширителями и поворотным отвалом; г — то же, на специальной раме с поворотным отвалом; 1 — зубья (клыки); 2 — отвал; 3 — кронштейн рамы; 4 — угловой рычаг; 5 — подъемный гидроцилиндр; 6 — маслопровод; 7 — трактор; 8 — поворотные цапфы; 9 — ось поворота рычага; 10 — специальная толкающая рама; 11 — тяга; 12 — гидроцилиндры поворота отвала; 13 — универсальная рама; 14 — уширители; 15 — рама противовеса; 16 — противовес; 17 — опорные плиты; 18 — овальные пазы кронштейнов.

ром-якорем. Общие виды корчевателей-сборителей показаны на рисунках 88, 89.

Корчеватели с задней навеской рабочего органа бывают зубовые (крюковые) и рычажные.

Зубовые корчеватели на задней навесной раме 20 (рис. 84, ж) имеют один—три зуба-крюка, подъем и заглубление которых осуществляется гидроцилиндром 16. Для корчевания подъезжают задним ходом к пню, заглубляют крюки под пень или корневую систему и корчуют тяговым усилием трактора с одновременным подъемом зубьев-крюков.

Рычажные корчеватели (рис. 84, з) корчуют пни двояными двуплечими рычагами 21, установленными на задней раме 20 корчевателя, где помещены также два зуба (клыка) сборителя для обрыва корней, раскалывания крупных корней, упора в грунт и собирания растительности. Корчеватели бывают с канатным и гидравлическим приводом.

Корчеватель с канатным приводом имеет двухбарабанную лебедку 2. Канаты 3 образуют полиспасты, с помощью которых рычаги 21 верхними концами наклоняются вперед к трактору, выкорчевывая нижними концами пень, и поворачиваются назад.

У рычажных корчевателей с гидроприводом поднимают и опускают раму 9 (рис. 90) двумя гидроцилиндрами 7 двойного действия, а привод двуплечих рычагов осуществляется главным гидроцилиндром двойного действия 3. С обеих сторон двуплечих рычагов на раме установлены клыки-сборители 8.

Машины циклического действия с комбинированным движением рабочего органа используют вертикальное и горизонтальное усилия корчевания. Они не требуют ручного труда.

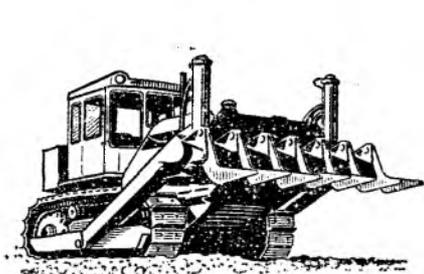


Рис. 88. Общий вид корчевателя-сборителя с передними подъемными гидроцилиндрами.

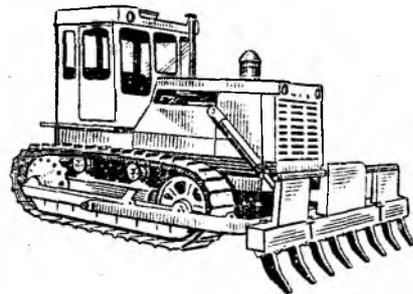


Рис. 89. Общий вид корчевателя-сборителя с наклонными подъемными гидроцилиндрами.

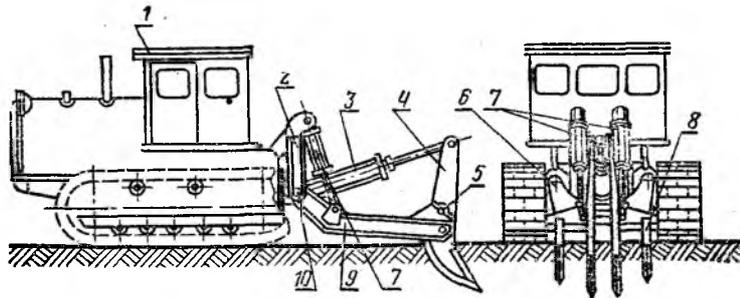


Рис. 90. Схема рычажного корчевателя:

1 — трактор; 2 — стойки; 3 — главный гидроцилиндр; 4 — двуплечие рычаги; 5 — ось двуплечих рычагов; 6 — прицепное устройство; 7 — гидроцилиндры подъема рамы; 8 — клык-сборитель; 9 — рама; 10 — ось рамы и гидроцилиндра рабочего органа.

К недостаткам этих машин относятся: большие динамические нагрузки в отвале, раме и тракторе, слабая видимость рабочего органа из кабины, порча дернины и растительного покрова, сгребание плодородного слоя почвы.

Машины с поступательным перемещением рабочего органа. У роторных корчевателей (рис. 84, к) на прицепной раме 20, перемещающейся на колесах или лыжах 27, установлены 3—5 роторов. Каждый ротор снабжен крюками-зубьями 15, закрепленными под углом 120—180°. Во время движения трактора с прицепным корчевателем один ряд зубьев каждого ротора погружается в грунт, рыхлит почву и выкорчевывает пни и корни. Выкорчеванные пни и растительность вместе с моховым очесом подаются вперед и образуют вал. Когда вал поднимается до рамы, оператор или специальный автомат освобождает стопорное устройство, и роторы под действием тягового сопротивления и грунтозацепов поворачиваются на 120—180°. Собранный вал растительности освобождается зубьями и остается на месте. Вместо вышедших из грунта погружаются другие зубья.

Корчевательные бороны прицепные (рис. 84, л) и навесные (рис. 84, н) корчуют зубьями 15, вставленными в балки плоской треугольной рамы 20 из деревянных брусьев или стальных балок. Бороны производят зубьями сплошное рыхление почвы, корчуют пни, корни, кустарник. Навесная бороны легче и маневреннее прицепной.

Все машины с поступательным перемещением рабочего органа корчуют вместе с рыхлением всей поверхности почвы. Перемещение сгруженного грунта требует непроизводительной затраты энергии. Верхний плодородный слой почвы снимается вместе с корнями, перемещивается с грунтом.

Машины для виброкорчевания пней. Вибромолот 32 направленного действия (рис. 84, м) связан с захватами 33, которые имеют гидравлический привод. Применяется также вибратор с гидродомкратами для выдергивания пня. Виброкорчеватель устанавливают на трактор или самоходную тележку или подвешивают к стреле самоходного крана. После включения гидрозхватов корчуют пень с одновременной вибрацией и постепенным подъемом корчевателя.

Комбинированные корчевальные машины. Они имеют комплекс корчевальных рабочих органов, предназначенных для корчевания отдельных видов растительности, или комбинированный рабочий орган, выполняющий различные виды корчевальных работ.

Корчевальный агрегат — это комплекс корчевальных рабочих органов с гидравлическим управлением (рис. 84, н), которые навешивают на трактор 1. Спереди навешивают корчеватель с передним отвалом 14 на толкающей раме 13, а сзади на рычагах 30 навесной системы — корчевальную борону 29 и грабли (по схеме рис. 93, б).

Грабли навешивают в качестве сменного оборудования на рычаги навесной системы вместо бороны или устанавливают поворотные грабли 35 (рис. 84, н) на самой бороны. Грабли поднимают или опускают поворотом при помощи гидроцилиндра 34. Комбинированная корчевальная машина (табл. 23) на 30—40% легче комплекта отдельных машин (корчеватель, кустарниковые грабли, корчевальная бороны), которые она заменяет. Значительно увеличивается использование по времени базовой машины — трактора 1 с гидросистемой.

Машина с комбинированным рабочим органом (рис. 84, о) состоит из отвального кустореза-корчевателя 37 с гладкой режущей кромкой — поставленного под углом к направлению движения. Это обеспечивает перемещение срезанной растительности в валок. На переднем конце отвала находится клиновидный корчеватель 36 для раскалывания крупных пней и деревьев, а сверху — толкающий древовал 38 для сваливания

отдельных деревьев. Это позволяет удалять одним рабочим органом все виды растительности. Комбинированный рабочий орган навешивают впереди трактора, а сзади — на задней тяговой раме 20 плоский угловой нож-корнерез 39, который во время работы движется под поверхностью почвы, извлекая корневые остатки и подрезая мелкие пни. Производительность 5—10 га в смену, корнереза 4—6 га в смену. Ширина захвата оборудования 2,5—4,5 м, масса 18—19 т.

Недостаток машин этого типа — сгуживание плодородного слоя почвы.

Машины, подрезающие корни и измельчающие пень, имеют рабочий орган в виде двух наклонных конических шнеков 43 с режущими ножами 44 на витках (рис. 84, *п*). Шнеки навешиваются на трактор и имеют привод от двух гидромоторов 41 через редукторы 42. Шнеки, заглубляясь, подрезают и измельчают корни и целиком мелкие пни. Расстояние между шнеками регулируется в зависимости от диаметра пня.

§ 5. Машины для сплошного удаления растительности

Эти машины непрерывного действия удаляют все виды растительности вместе с корневой системой, очищая растительность от грунта, или измельчают ее, то есть производят комплекс операций.

Ротационные корчевальные машины. Они корчуют и рыхлят почву активным ротором (рис. 84, *и*) с зубьями (клыками).

Рабочий орган состоит из корчующего 9 (рис. 91), съемного 20 и транспортирующих 19 роторов. Корчующий ротор 9 представляет собой полый вал, к которому приварены трехклыковые секции. Для транспортирования мелких пней между корчующими элементами установлены зубчатые диски. Съемный ротор 20 и транспортирующие роторы 19 также представляют собой полые валы, к которым приварены съемные диски с клыками. Формовальщик валка (рис. 91, *б*) состоит из двух сварных щитов 13 и 14, расположенных под углом к продольной оси машины. Щиты 14 удерживаются пружинными распорками 17. Кроме формовальщика валка, машины оборудуют конвейером 30 (рис. 91, *д*) для непрерывной загрузки транспортных средств или бункером-накопителем для площадей с низкой пнистостью. Прикатывающий каток 11 уплотняет и выравнивает взрыхленный и сыпавшийся слой залежи после корчевания. Передняя часть рамы 8 опирается на гусеничную тележку 15 с поворотным устройством, а задняя часть рамы на две балансирующие каретки, в каждую из которых входят два катка 10, соединенные между собой двумя рычагами-балансирами 12 (рис. 91, *а, б*). В последних конструкциях балансирующие тележки 31 имеют гусеничный ход.

Если машина оборудована скребковым конвейером 30, то пни непрерывно грузятся в движущиеся рядом транспортные средства. При установке бункера-накопителя машина по мере наполнения его разгружается с выездом за пределы участка.

Роторы машины приводятся во вращение через карданный вал 4, соединяющий ходоуменьшитель 2 с раздаточным редуктором 6 и цепными передачами 16, 21—27 (рис. 91, *в*) или от отдельного двигателя (рис. 91, *д*).

Такие машины (табл. 23) выполняют за один проход целый комплекс операций: корчевание растительности, очистку корневой системы от грунта, укладку или бункеровку растительности, засыпку подкорневых ям, рыхление дернины и слоя почвы, извлечение мелких камней из пахотного горизонта, частичную подборку древесных остатков, выравнивание и некоторое уплотнение почвы.

Машины для глубокого сплошного фрезерования. Они имеют рабочий орган — фрезу 17 (рис. 92) прямого вращения — полый барабан, на цилиндрической поверхности которого в несколько рядов в шахматном порядке расположены жестко закрепленные чашечные (тарельчатые) ножи (рис. 2, *г*) или свободно вращающиеся дисковые ножи, которые ставятся в прорезях поверхности барабана с углом захвата 45° и углом наклона в вертикальной плоскости — 25° или прямые (плоские) ножи, устанавливаемые в держателях (рис. 92, *д*); они снижают энергоемкость фрезерования.

Прицепная машина (рис. 92, *а, б*) перемещается на опорных катках 6 и 16, между которыми расположена фреза 17 с чашечными ножами 19. Каток 16 установлен на задней раме 14, которая шарнирно соединена с передней рамой 10. На раме 10 подвешены фреза 17 и отбойная плита 11 с ножом.

При движении машины на прицепе к трактору фреза 17, вращаясь, своими ножами измельчает наземную часть растительности, корни и верхний слой грунта. Сменная отбойная плита 11 служит для ограничения глубины фрезерования, удержания древесной растительности в зоне действия ножей при фрезеровании и регулирования измельчения. Измельченная масса отбрасывается под задний каток 16, который ее уплотняет. Фреза навешивается асимметрично по отношению к продольной оси трактора (рис. 92, *б*), чтобы при последовательном фрезеровании соседних полос левая гусеница укатывала полосу, обработанную при предыдущем проходе. Привод фрезы 17 — механический (рис. 92, *в*). Для регулирования глубины фрезерования изменяют гидроцилиндрами 15 угол между рамами 10 и 14.

Навесная машина (рис. 92, *г*) имеет рабочий орган 17, оснащенный чашечными ножами, но может иметь и дисковые ножи. Фреза 17 с отбойной плитой 11 подвешена на раме 29 на рычагах навесной системы 32 болотного трактора 1 с ходоуменьшителем. В некоторых конструкциях роль отбойной плиты выполняет опорный каток 16, а специальная сепарирующая решетка 31 направляет измельченную древесину вниз. Привод фрезы осуществляется от ВОМ трактора через ходоуменьшитель, карданный вал 4 и редукторы 12, 13, 18. Ширина захвата 1,7—2 м, глубина фрезерования 0,25—0,5 м, диаметр фрезы 0,33—1,1 м, окружная скорость 8—11,6 м/с и более, масса прицепной машины 5,4—6 т, навесной 1,9 т.

Фрезы машин сплошного фрезерования производят сплошное измельчение древесно-кустарниковой растительности вместе с корневой системой, разрыхление почвы, выравнивание и прикатывание фрезерованной массы; участок становится пригодным для сельскохозяйственного использования.

Недостаток машины — большой расход энергии на измельчение благодаря малой толщине стружки (<3 см) чашечных ножей и поэтому недостаточная производительность (0,05—0,097 га/ч).

Основные направления повышения производительности: использование более мощных тракторов (105—118 кВт) или установка отдельного двигателя (до 300—400 кВт) для привода фрезы диаметром до 1,2 м, с увеличенной до 2,3 м шириной захвата на раме полуприцепной машины; применение прямых ножей (12—14 вместо 90—92, рис. 92, *д*), закрепленных в державках 35, образующих сварную фрезу, что позволяет за счет укрупнения частиц древесины повысить производительность на 25—30% (до 0,15—0,3 га/ч).

Ножевые машины. Они снабжены плоским V-образным пассивным ножом-плоскорезом 45 (рис. 84, *р*), движущимся ниже основного корнеобитаемого слоя и подрезающего растительность вместе со слоем почвы, который поступает на клавишный сепаратор 22, отделяющий и

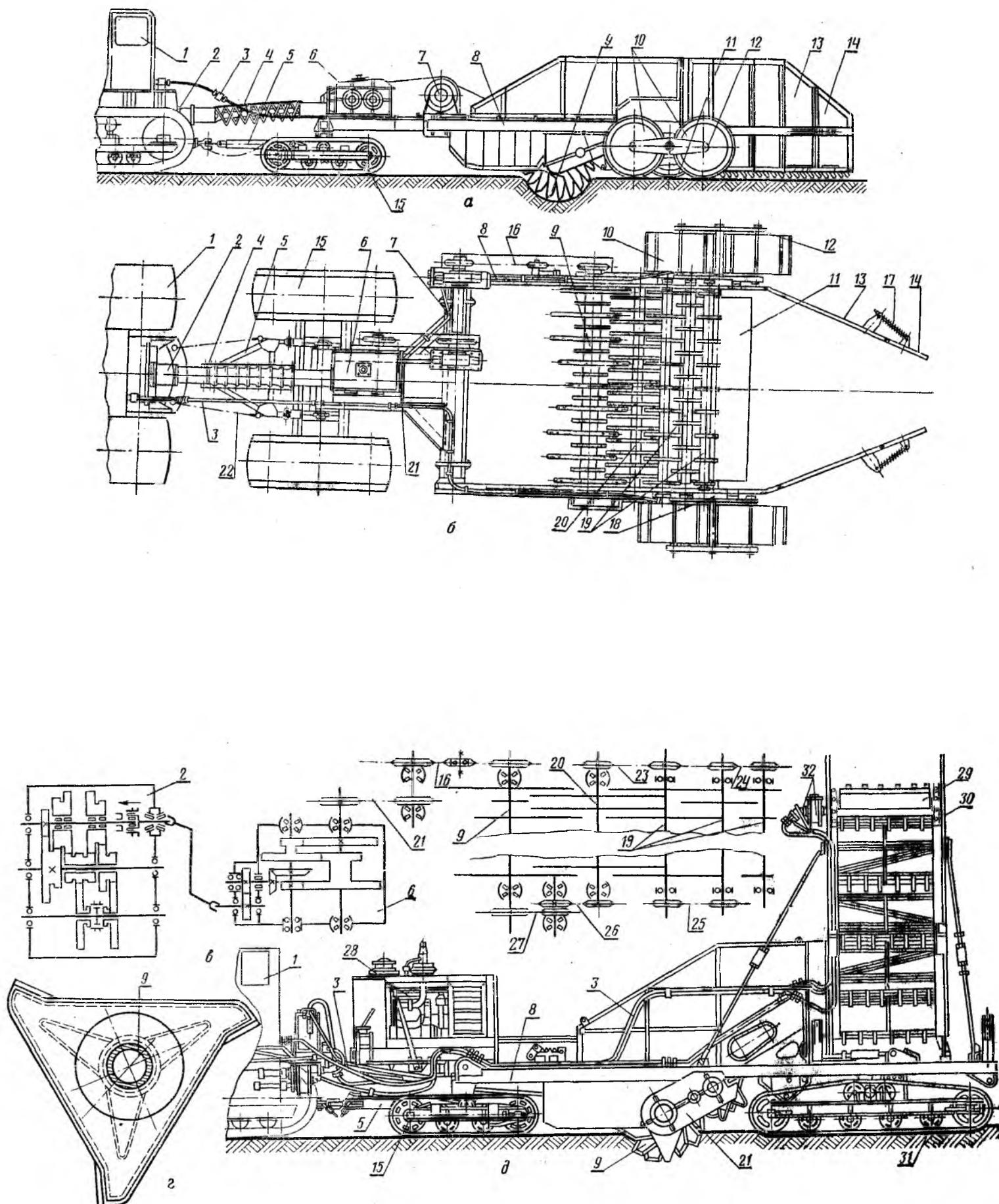


Рис. 91. Прицепная машина для сплошного корчевания растительности с ротационным рабочим органом:

а — общий вид сбоку с формователем вала и механическим приводом от трактора; б — то же, сверху; в — кинематическая схема прицепной машины; г — корчущий ротор; д — вид сбоку машины с гусеничной балансирной тележкой, отдельным двигателем и скребковым конвейером; 1 — трактор; 2 — ходоуменьшитель; 3 — гидрошланг; 4 — карданный вал; 5 — дышло; 6 — раздаточный редуктор; 7 — приводной вал; 8 — рама; 9 — корчущий ротор; 10 — катки балансирной опоры; 11 — прикатывающий каток; 12 — балансир; 13, 14 — щиты формователя вала; 15 — передняя гусеничная тележка; 16, 17, 23, 24, 25, 26, 27 — цепные передачи; 17 — пружинные распорки; 18 — гидроцилиндры; 19 — транспортирующие роторы; 20 — съемный ротор; 22 — цепи; 28 — двигатель; 29 — скребок; 30 — скребковый конвейер; 31 — гусеничная балансирная тележка; 32 — гидромотор с редуктором.

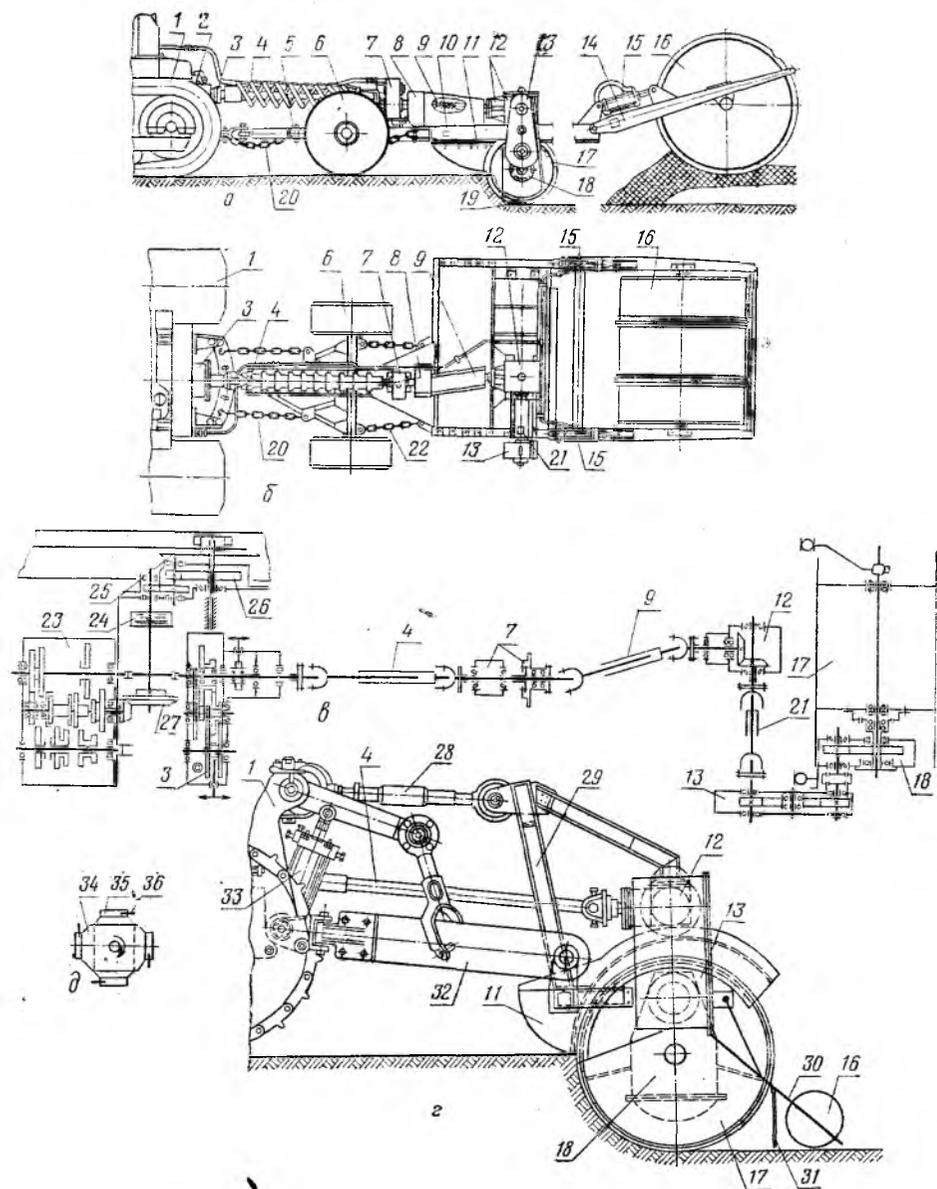


Рис. 92. Машины для глубокого сплошного фрезерования:

а — общий вид прицепной машины сбоку; б — то же, сверху; в — кинематическая схема прицепной машины; г — навесная машина; д — фреза с прямыми ножами; 1 — трактор; 2 — гидропривод; 3 — ходоуменьшитель; 4, 9, 21 — карданные валы; 5 — дышло; 6 — передние катки; 7 — промежуточная опора; 8 — кожух; 10 — передняя рама; 11 — отбойная плита; 12, 13 — конический и цилиндрический редукторы; 14 — задняя рама; 15 — гидроцилиндр подъема фрезы; 16 — задний опорный каток; 17 — фреза; 18 — редуктор фрезы; 19 — чашечные ножи; 20, 22 — поворотные цепи; 23 — коробка передач трактора; 24 — бортовой фрикцион; 25 — ведущее колесо гусеничного хода; 26 — бортовая передача; 27 — главная передача; 28 — верхняя тяга; 29 — навесная рама; 30 — рычаги; 31 — гребенка (сепарирующая решетка); 32 — рычаги навесной системы; 33 — гидроцилиндры навесной системы; 34 — корпус; 35 — державка; 36 — нож.

оставляющий на месте почву. Растительная масса собирается в валок поперечным шнеком 47 с право-левой навивкой, а также может направляться на поперечный транспортер 46 для погрузки в транспортные средства. Привод кулачкового вала 48 клавишного сепаратора 22 и шнека 47 — от тягового трактора 1 через карданный вал, редуктор и цепные передачи.

Достоинства таких машин — высокая рабочая скорость (до 1500—2000 м/ч), малое тяговое сопротивление ножа, не перерезающего основную массу корней, сохранение гумусного слоя почвы, отсутствие расхода энергии на фрезерование или корчевание.

Характерным признаком всех рассмотренных машин для сплошного удаления растительности является одновременное и непрерывное выполнение законченного комплекса различных операций, ранее выполнявшихся несколькими последовательно работающими машинами.

§ 6. Машины для подборки, сбора, погрузки и транспортирования растительности и камней

Срезанную растительность собирают в валы, кучи кустарниковыми граблями (рис. 93, а, б), корчевателями-сборителями (рис. 84, 86, 87). Для погрузки собранной растительности применяют погрузчики (рис. 93, в, г, 94). Перевозят древесные остатки и камни на лыжах (рис. 93, д) и тракторных прицепах на гусеничном или колесном ходу (рис. 93, е). Для вывоза леса используют трелевочные тракторы и корчевально-трелевочные лебедки (рис. 85). Подборку корневых и древесных остатков и валкование мелких древесных остатков выполняют подборщики и валкователи мелких остатков (рис. 94).

Кустарниковые грабли. Они бывают с передним и с задним рабочим органом.

Передний (фронтальный) рабочий орган имеет сплошную или решетчатую раму 2 (рис. 93, а). В гнезде нижней части рамы вставлены изогнутые зубья 1, которые имеют плоскую поверхность и направлены вперед в виде клина. Рама установлена на толкающей раме 3 кустореза или универсальной раме, которая поднимается и опускается гидроцилиндрами 4. При движении кустарниковых граблей зубья подхватывают срезанную растительность, которая образует перед рамой вал. После доставки его к месту укладки кустарниковые грабли отодвигаются задним ходом, оставляя вал на месте.

На сгребании срезанной растительности грабли с передним рабочим органом (табл. 24) в 1,2—2 раза производительнее, чем корчеватели-сборители.

Задний рабочий орган кустарниковых граблей навешивают на рычаги навески 11 тракторов (рис. 93, б) или на заднюю навесную раму 9.

Таблица 24. Основные параметры машин для сбора, подборки остатков, погрузки и транспортировки растительности

Машина	Мощность трактора, кВт	Ширина захвата, м	Число зубьев	Максимальная высота подъема, см	Рабочая скорость, км/ч	Производительность, га/смена	Масса рабочего оборудования, т
Кустарниковые грабли	36,7—240,0	2,5—3,6	5—8	60—95	2,0—6,5	1,5—13,5	0,6—1,2
Погрузчики	36,7—80,0	3,5—5,9 ¹	7—8 ¹	135 ¹	2,0—4,0 ¹	20,0—50,0 ²	0,8—1,2 ¹
Подборщики-валкователи	36,7—44,1	1,2—6,7	6—8	350—430	3,8—5,0	4,0—30,0	1,5—3,8
			140—150 ³	—	6,0—10,0		2,0—5,5

¹ Задняя навеска; ² м³/ч; ³ игольчатый барабан.

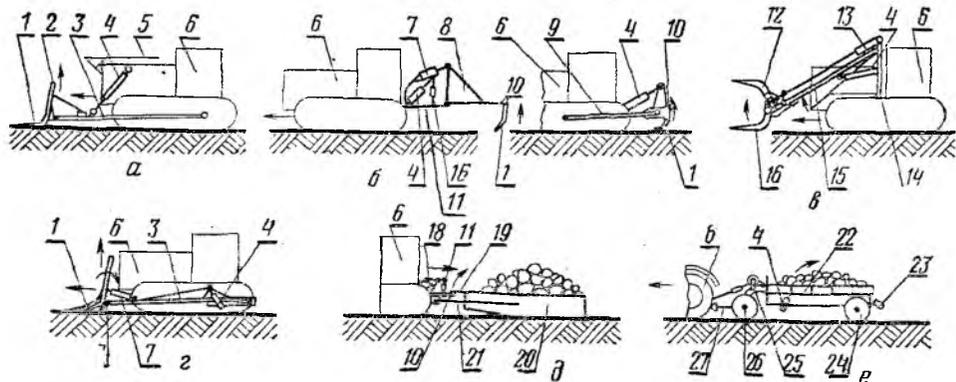


Рис. 93. Схемы машин для собирания, погрузки и транспортирования растительности и камней:

а — кустарниковые грабли передние; *б* — кустарниковые грабли задние; *в* — погрузчик с челюстным захватом; *г* — погрузчик с поворотным отвалом; *д* — лыжа транспортирующая; *е* — прицеп саморазгружающийся; 1 — зубья; 2 — передняя рама; 3 — толкающая рама; 4, 18 — гидроцилиндры подъемные; 5 — ограждение; 6 — трактор; 7 — гидроцилиндры поворота; 8 — треугольная рама; 9 — задняя навесная рама; 10 — поперечная балка; 11 — навесная система; 12 — верхние захваты; 13 — гидроцилиндры замыкания; 14 — стойка; 15 — стрела; 16 — нижние захваты; 17 — поворотный отвал; 19 — передний кронштейн; 20 — корпус лыжи; 21 — тяговая рама; 22 — платформа; 23 — наклонный мостик; 24 — задние полуоси; 25 — лебедка; 26 — передняя ось; 27 — дышло.

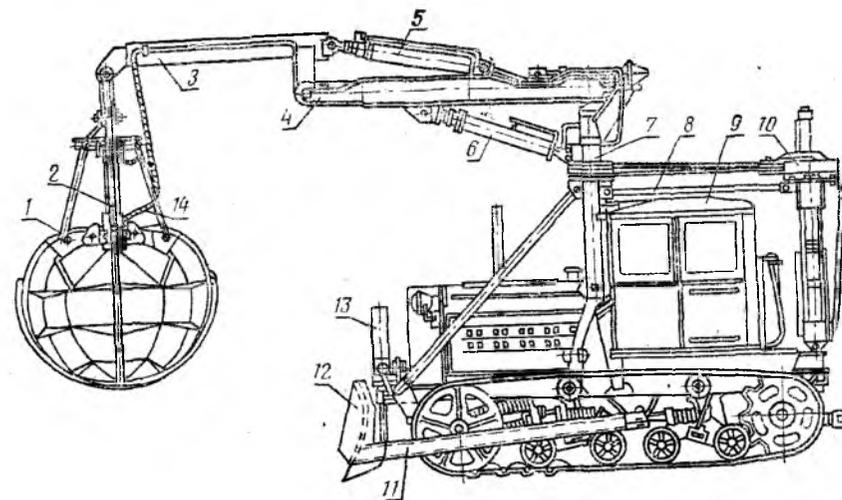


Рис. 95. Погрузчик растительности с грейферным захватом:

1 — многолепестковый грейферный захват; 2 — гидроцилиндр замыкания; 3 — рукоять; 4 — стрела; 5, 6 — гидроцилиндры рукояти и стрелы; 7 — поворотная колонка; 8 — верхняя рама; 9 — трактор; 10 — гидроцилиндры механизма поворота с полиспастами; 11 — толкающая рама; 12 — отвал бульдозера; 13 — гидроцилиндр бульдозера; 14 — гидрошланг.

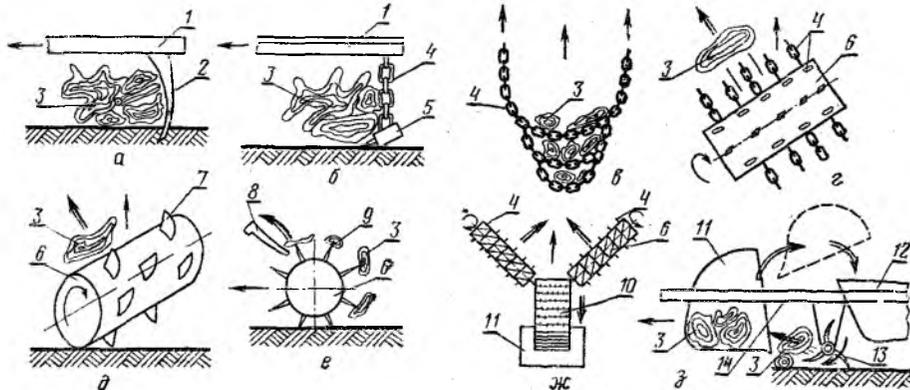


Рис. 94. Схемы рабочих органов машин для сбора древесных остатков:

а — грабли вычесыватели с жесткими зубьями; *б* — собиратель остатков древесины с подвешенными на цепях захватами; *в* — система якорных цепей; *г* — косо поставленный ротор с отрезками цепей, закрепленными на поверхности барабана; *д* — косо поставленный ротор с отбойными клыками; *е* — игольчатый ротор; *ж* — система из двух установленных под углом цепных барабанов (роторов) и подборщика-сепаратора; *з* — фронтальный ротор с пружинными зубьями; 1 — рама; 2 — зубья; 3 — древесные остатки; 4 — цепи; 5 — захваты; 6 — барабан-ротор; 7 — отбойные клыки; 8 — кузов; 9 — игольчатый; 10 — подборщик-сепаратор; 11 — бункер-накопитель; 12 — бункер; 13 — фронтальный ротор; 14 — рычаги навески бункера (одинарной стрелкой показано направление движения машины, двойной стрелкой — направление движения древесных остатков).

Машины для подборки древесных остатков. В процессе уборки растительности, а также после первичной вспашки на поверхности и в поверхностном слое почвы остается много древесных остатков, затрудняющих обработку почвы обычными сельскохозяйственными орудиями. Древесные остатки подбирают различными способами: вычесыванием, собиранием в валки (валкованием) или сбором в специальные бункера для вывоза с очищаемого участка. Для этих целей применяют машины с разнообразными рабочими органами — пассивными (рис. 94, *а*, *б*, *в*) и активными (рис. 94, *г*, *д*, *ж*, *з*).

Грабли-вычесыватели (рис. 94, *а*) подбирают остатки в валы, вычесывая их зубьями 2 и собирая в валки подобно кустарниковым граб-

лям. **Собиратели с гибкими захватами** (рис. 94, *б*) имеют для этой же цели захваты 5, подвешенные на цепях 4. **Собиратели с цепями** (рис. 94, *в*) имеют в качестве рабочего органа собранные в петли траловые цепи 4. Все указанные выше машины оборудованы пассивным рабочим органом и перемещают древесные остатки в направлении движения машины, собирая их в валки последовательными проходами.

Пассивный рабочий орган имеет и прицепная машина с **игольчатыми барабанами-роторами** (рис. 94, *е*), вращающимися от тягового усилия машины. Барабаны, накалывая древесные остатки, сбрасывают их в кузов (бункер) машины, которая перемещается на колесах. Эти рабочие органы пропускают много остатков и не могут работать при наличии мелких камней.

У **валкователей мелких древесных остатков и пней с поверхностей, расчищенных от растительности**, в качестве рабочего органа использован барабан-ротор 6 (рис. 94, *г*, *д*) с закрепленными на его цилиндрической части по спирали отрезками цепей 4 или отбойными клыками 7. Барабан-ротор установлен в плане под углом 45—65° к продольной оси буксирующего трактора и направлению движения. Барабан 6 валкователя устанавливается впереди трактора в раме, опирающейся на колесо и балку на тракторе, или прицепляется сзади трактора и опирается на колеса. В обеих машинах барабан копирует неровности поверхности почвы.

Вращающиеся вместе с барабаном отрезки цепей 4 или криволинейные клыки 7 отбрасывают поверхностные древесные остатки на 1,5—3 м (табл. 24) под углом к направлению движения, образуя валки вдоль полосы движения машины.

Привод обеих машин — от ВОМ трактора. На рисунке 94, *ж* и *з* показаны рабочие органы **подборщиков мелких древесных остатков в бункера 11**, что дает возможность самой машине вывести собранные остатки за пределы очищаемой полосы (табл. 24).

Подборщик с двумя валкующими цепными барабанами 6 при движении собирает остатки в валок между барабанами. Остатки попадают на подборщик-сепаратор 10 (рис. 94, *ж*), состоящий из валков с

зубчатыми дисками, которые, вращаясь, отделяют остатки от грунта и переносят их в бункер-накопитель 11. Последний опорожняется на ходу при помощи перемещения задней стенки и дна гидроцилиндрами.

Подборщик с фронтальным ротором имеет активный ротор 13 (рис. 94, з) с пружинными зубьями, который забрасывает остатки в передний накопительный бункер 11. После заполнения накопителя 11 трактор останавливается, накопитель с помощью гидравлических цилиндров и рычагов разгружается в основной задний бункер 12 и затем возвращается в рабочее положение. После заполнения бункера 12 подборщик разгружается с помощью гидравлических цилиндров, наклоняющих бункер.

Погрузчики растительности. Чаще всего применяют погрузчики с грейферным захватом и челюстным захватом и реже — с поворотным отвалом.

Погрузчик с грейферным захватом оборудован шести- или четырехлепестковым грейфером 1 (рис. 95) с замыкающим гидроцилиндром двойного действия 2.

Рабочий орган *погрузчика с челюстным захватом* (рис. 93, в) — сдвоенная стрела 15, на нижнем конце которой шарнирно установлены верхние 12 и нижние 16 захваты. Стрелу поднимают гидроцилиндрами 4. Захватами 16 управляют гидроцилиндрами 13 через штанги. Нижние захваты челюсти вводят под погружаемую растительность и поджимают ее к верхним захватам. Погружают растительность, опуская нижние захваты.

Погрузчик с поворотным отвалом (рис. 93, г) имеет простой рабочий орган в виде плоского отвала 17 с удлиненными зубьями 1. Трактор движением вперед заглубляет отвал зубьями под вал срезанной растительности. Поднимая раму с отвалом и поворачивая отвал гидроцилиндром 7, погружают растительность в автомашины или на тракторные тележки.

Все погрузчики оборудованы объемным гидроприводом.

Средства транспортирования растительности и камней. Транспортирующие *прицепные лыжи* загружают с помощью камнеборочной машины или погрузчика растительности. Саморазгружающаяся лыжа (рис. 93, д) сделана в виде листа с боковыми и передним бортами. Она опрокидывается назад гидроцилиндрами 18 навесной системы трактора. Тяговую раму 21 прикрепляют к трактору 6. Передний кронштейн 19 лыжи выступает над поперечной балкой 10, установленной на нижних рычагах навесной системы. Для саморазгрузки лыжу сначала поднимают за передний кронштейн при помощи балки 10 и гидроцилиндра 18 навесной системы, а затем задним ходом трактора посредством кронштейна 19 ее можно поднять до вертикального положения (95—100°). Грузоподъемность — до 4 т.

Саморазгружающийся тракторный прицеп на колесном ходу собран из сварной платформы 22 (рис. 93, е) со съёмными боковыми и задними бортами. Рама опирается на переднюю ось 26 и две задние полуоси 24. Передний конец платформы 22 поднимают для разгрузки гидроцилиндром 4. Кроме камней и растительности, на прицепе можно перевозить самоходные и прицепные машины, для погрузки которых предусмотрены наклонные мостики 23 и лебедка 25 с приводом от ВОМ трактора.

Прицеп на гусеничном ходу имеет стальной, открытый сзади самосвальный кузов емкостью 6—20 м³, разгружаемый назад двумя гидроцилиндрами. Грузоподъемность — 6—9 т.

Применяют также *прицепы на пневмоколесном ходу* с боковой разгрузкой и опускающимся кузовом для загрузки наталкиванием мелких и средних камней из валков и куч, а также крупных камней. Подъем и опускание кузова и наклон рамы — гидроцилиндрами. Грузоподъемность — до 8 т.

§ 7. Универсальные рамы

Их навешивают на тракторы или колесные тягачи. Для управления используют гидропривод. На рамах монтируют сменные рабочие органы, которые выполняют различные операции мелиоративных и культуртехнических работ. Есть несколько типов универсальных навесных рам: с задней и передней навеской на цапфы, установленные на тракторах, навеской на задние и передние тяги навесной системы. Наиболее часто применяют передние универсальные рамы с двумя проушинами спереди для навески сменных рабочих органов.

На передней универсальной охватывающей раме устанавливают кусторез (рис. 80, б), корчеватель (рис. 87, в), кустарниковые грабли, бульдозер и другие сменные рабочие органы. Раму поднимают и опускают передними вертикальными или боковыми наклонными гидроцилиндрами.

Универсальная рама на задней навесной системе выполнена в виде основного поперечного бруса с кронштейнами для крепления к тягам трактора и навески рабочих органов. На такой раме навешивают бороздоделатель, выравниватель оросителей, борозд, планировщик-выравниватель, рыхлитель (см. гл. 8).

Использование сменного оборудования на универсальных рамах значительно увеличивает сезонность эксплуатации трактора на мелиоративных работах и использование машин по времени.

Кроме машин для удаления древесно-кустарниковой растительности механическими способами есть также машины для **уничтожения растительности химическими способами** — опрыскиватели и аэрозольные генераторы. Опрыскиватели имеют бак с гербицидами и насос, при помощи которого через шланг с насадком опрыскивается подлежащая уничтожению растительность. Аэрозольные генераторы создают газожидкостные компоненты ядохимикатов, которыми также опрыскивают растительность.

§ 8. Основные направления развития машин для удаления древесно-кустарниковой растительности

Основным направлением развития машин для удаления древесно-кустарниковой растительности является создание и использование наряду с простейшими машинами с пассивными рабочими органами, выполняющими одну операцию, машин непрерывного действия с комплектом активных и пассивных рабочих органов для выполнения комплекса культуртехнических работ, с универсальными рабочими органами, выполняющими несколько операций. Простейшие однооперационные рабочие органы навешивают на универсальные рамы, создавая наборы таких рабочих органов с единой системой управления для лучшего использования машинного времени. Широко применяют гидравлическое управление.

Совершенствуются пассивные рабочие органы машин для удаления растительности путем волнообразной заточки ножей кусторезов, создания специальных боковых зубьев корчевателей для обрезки корневой системы, приспособлений для очистки зубьев, сменных наконечников, устройств для изменения расстояния между зубьями. Увеличение единичной мощности и соответственно параметров и производительности машин достигается использованием более мощных базовых тракторов.

В дальнейшем новые машины будут поднимать весь пласт с растительностью, отряхивать грунт и измельчать растительность, смешивая ее с вяжущими материалами, для получения путем брикетирования и прессования новых строительных материалов.

§ 9. Камнеуборочные машины

По степени засоренности почв камнями поля подразделяют на сильнозасоренные (свыше 50 м³/га), среднезасоренные (25—50 м³/га), слабозасоренные (менее 25 м³/га).

По величине среднего диаметра в поперечнике камни условно разделяют на валуны (свыше 1 м), крупные камни (1,0—0,6 м), средние (0,6—0,3), мелкие (0,3—0,03 м) и гальку, щебень (менее 0,03 м). Камни могут лежать на поверхности, быть частично или полностью скрытыми. Для уборки их применяют специальные камнеуборочные машины циклического и непрерывного действия, а также бульдозеры, рыхлители и корчевальные машины.

Машины циклического действия удаляют крупные и средние камни, лежащие на поверхности или в пахотном слое, и транспортируют волокном на расстояние 50—100 м или погружают в транспортные средства. Их навесные рабочие органы бывают пассивные или пассивно-активные с гидравлическим или канатно-блочным управлением (рис. 87, а, б, в, г), неповоротный и поворотный отвалы с зубьями или передний и задний челюстные захваты.

Машинами непрерывного действия извлекают и собирают с поверхности и в пахотном слое мелкие и средние камни путем сплошного рыхления и просеивания пахотного слоя. Они бывают прицепные, полуприцепные и полунавесные. Рыхление почвы осуществляется рабочими органами пассивного (зубья, ножи, лемеха) и активного (ротационные и др.) действия. По способу отделения (сепарации) камней от почвы камнеуборочные машины бывают с решетчатым ковшом (рис. 96, д), со скребковым (рис. 96, е), дисковым (рис. 96, з) и маятниковым (рис. 96, к) сепаратором, с вибрационным или эксцентриковым (качающимся) (рис. 96, ж) и с транспортерным (рис. 96, и) грохотом. По числу сепарирующих органов они бывают с одним, двумя и более сепараторами.

Собранные камни разгружают в бункеры-накопители или транспортные средства, движущиеся вместе с машиной, и вывозят за пределы очищаемого участка.

Машины циклического действия работают по принципу корчевальных машин. Поворотный и неповоротный отвалы (рис. 96, а, б) совершают комбинированное движение: поступательное вместе с трактором и вертикальное относительно трактора за счет только подъема или подъема с поворотом отвала с зубьями. Выкорчеванный камень транспортируют при поднятой толкающей раме и выглубленных из почвы зубьях.

Таблица 25. Параметры камнеуборочных машин

Машина	Ширина захвата, м	Глубина корчевания, м	Максимальная масса корчующих камней, т	Класс трактора, т	Производительность, м ³ /смену
Циклического действия: отвал с зубьями	1,0—2,1	0,4—0,8	3,0—4,0	3; 6; 10	25—60
челюстной захват	0,7—1,7	0,1—0,7	0,2—2,0	1,4; 3	6—60
Непрерывного действия	1,0—1,5	0,1—0,3	До 4,0	1,4; 3; 6	30—150

Передний и задний (рис. 96, в, г) челюстные захваты обеспечивают надежное удержание выкорчеванного камня при погрузке его в транспортные средства.

Передний челюстной захват (рис. 97) имеет раму с жестко укрепленными корчующими зубьями 13 и стойку 2, служащую опорой двух наклонных боковых захватов 1 с каждой стороны, управляемых гидро-

цилиндрами 3. Челюстной захват шарнирно присоединяется к фронтальной раме 10 и штокам гидроцилиндров 4. Снизу к раме крепят опорные лыжи 12. Поворот отвала и подъем рамы соответственно гидроцилиндрами 4 и 5.

Задний челюстной захват (рис. 96, г) обычно используют для уборки средних камней с поверхности без корчевания и для погрузки их в транспортные средства.

Рабочий орган, состоящий из нижних 10, верхних 11 и боковых 5 захватов, с помощью толкающей рамы 3 и телескопической тяги 8 присоединяется к трактору, оборудованному трехточечной навесной системой.

Нижние захваты движением трактора назад при поднятых с помощью рычага 7 и троса 9 верхних захватах заглубляют под камень. Подъем осуществляют гидроцилиндрами навесной системы трактора, при этом камень удерживается от выпадения всеми захватами.

В модернизированных машинах верхние захваты отсутствуют, а тяга 8 заменена дополнительным гидроцилиндром. Машины циклического действия имеют небольшую ширину захвата (табл. 25) вследствие больших тяговых сопротивлений. Цикличность процесса снижает производительность.

Машины непрерывного действия имеют два рабочих органа: землеройный и сепарирующий.

В машине с решетчатым ковшом (рис. 96, д) эти два органа совмещены в одном — решетчатом ковше-гребенке 14, состоящем из двух бо-

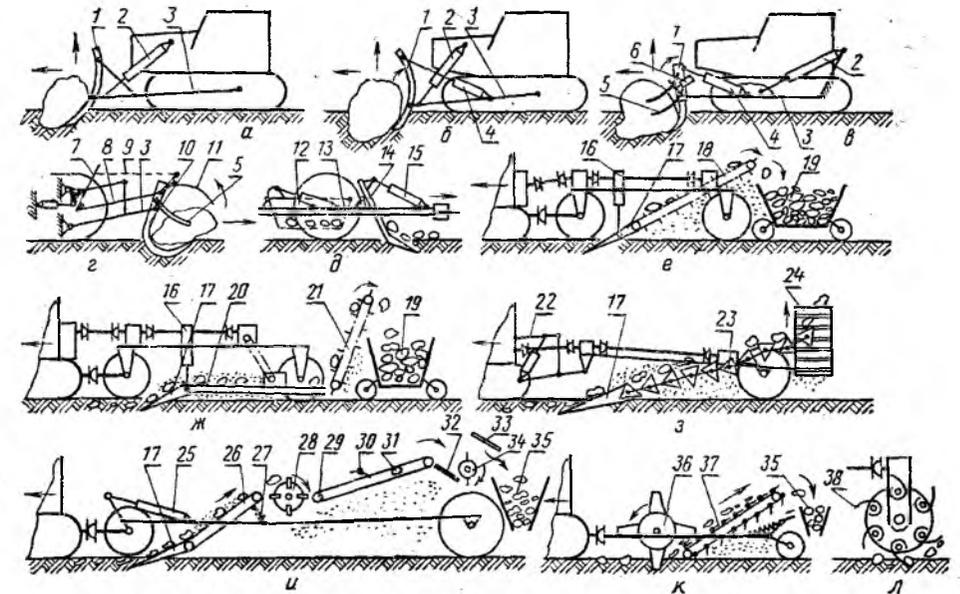


Рис. 96. Схемы камнеуборочных машин.

Циклического действия: а — с неповоротным отвалом; б — с поворотным отвалом; в — с передним челюстным захватом; г — с задним челюстным захватом. Непрерывного действия: д — полуприцепная с решетчатым ковшом; е — прицепная с плоским лемехом и скребковым сепаратором; ж — прицепная с плоским лемехом и вибрационным (или эксцентриковым) грохотом; з — полунавесная с плоским лемехом и дисковым сепаратором; и — прицепная с плоским лемехом и двойной сепарацией; к — полуприцепная с ротором и маятниковым сепаратором; л — ротор с пружинными зубьями; 1 — отвал с зубьями; 2 — подъемный гидроцилиндр; 3 — толкающая рама; 4 — поворотный гидроцилиндр; 5 — боковые захваты; 6 — гидроцилиндры захватов; 7 — рычаг управления верхним захватом; 8 — телескопическая тяга; 9 — трос; 10 — нижние захваты; 11 — верхние захваты; 12 — решетчатый бункер; 13 — полуприцепная рама с ходовым оборудованием; 14 — решетчатый ковш-гребенка; 15 — гидроцилиндр управления ковшом; 16 — гидроцилиндр управления лемехом; 17 — плоский лемех; 18 — скребковый сепаратор; 19 — транспортное средство; 20 — вибрационный (или эксцентриковый) грохот; 21 — скребковый элеватор; 22 — навесная система трактора; 23 — дисковый сепаратор; 24 — отгрузочный скребковый транспортер; 25 — подъемный гидроцилиндр; 26 — ленточный транспортер; 27 — нажимной валик с пружиной; 28 — камнедробящий барабан; 29 — транспортерный грохот; 30 — очистная гребенка; 31 — встряхивающий ролик; 32 — заслонка; 33 — отражательный щит; 34 — дисковый сепарирующий барабан; 35 — бункер; 36 — ротор; 37 — маятниковый сепаратор; 38 — пружинные зубья.

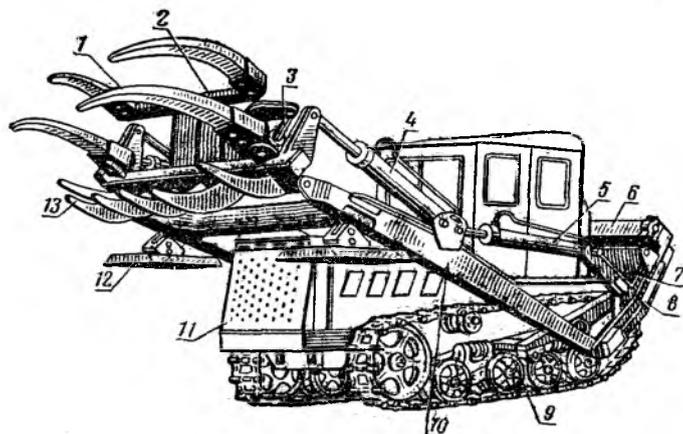


Рис. 97. Камнеуборочная машина циклического действия с передним челюстным захватом:

1 — боковой захват; 2 — стойка; 3 — гидроцилиндр поворота боковых захватов; 4 — гидроцилиндр управления челюстным захватом; 5 — гидроцилиндр управления рамой; 6 — противовес; 7 — кронштейн; 8 — боковины; 9 — поперечная балка; 10 — фронтальная рама; 11 — ограждение; 12 — опорная лыжа; 13 — корчующие зубья.

ковых щитов и зубьев, шарнирно укрепленных на полуприцепной раме 13 с пневмоколесным ходовым оборудованием. Решетчатый ковш 6 (рис. 98) и решетчатый бункер 2 управляются гидроцилиндрами 3 и 4.

При движении трактора вперед зубья ковша, заглубленные гидроцилиндрами 4, осуществляют сплошное рыхление почвы. Камни, почвенные комки и почва заполняют ковш. Почва просеивается через зазоры между зубьями ковша. По мере заполнения ковш с камнями поворачивается вокруг оси и устанавливается под углом до 45°. Камни скатываются по зубьям в решетчатый бункер 2.

Большое тяговое сопротивление и неполное отделение почвы от камней потребовало создания машин, у которых функции извлечения камней и отделения почвы возложены на различные рабочие органы.

Прицепная машина с плоским лемехом 17 (рис. 96, е) отделяет камни от грунта. При движении по наклонному скребковому сепаратору 18 камни поступают в транспортное средство 19, а грунт ссыпается вниз.

Аналогичное устройство имеет машина (рис. 96, ж), в которой установлен для сепарации вибрационный или эксцентриковый (качающийся) грохот 20. Благодаря интенсивному встряхиванию материала на решетках грохота происходит дробление комков и отделение почвы, частицы которой проваливаются вниз. Камни поступают в транспортное средство 19 с помощью скребкового элеватора 21.

Скребковые сепараторы не разрушают комков и плохо отделяют почву повышенной влажности, вибрационные и эксцентриковые грохоты обладают низкой пропускной способностью материала вдоль решеток, что приводит к образованию больших призм волочения и частым останкам.

Указанные недостатки отсутствуют у машин с дисковым сепаратором (рис. 96, з). Дисковый сепаратор 23 состоит из 8—16 приводных валов, на каждом из которых с зазором установлены диски, перекрывающие соседние в шахматном порядке. Диски подхватывают камни с почвой и перебрасывают их на соседние. Таким образом происходит просивание почвы, разрушение комков и транспортирование камней к выгрузочному скребковому транспортеру 24, откуда камни поступают в транспортное средство, перемещаемое параллельно машине.

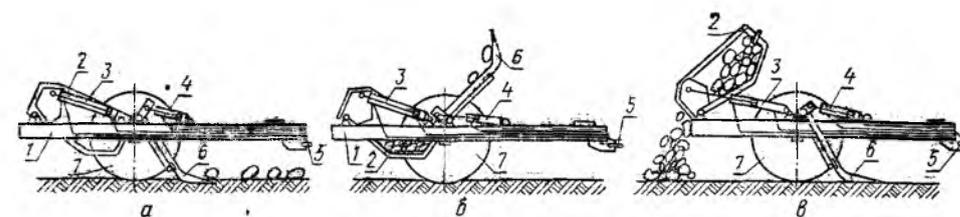


Рис. 98. Схема камнеуборочной машины непрерывного действия с решетчатым ковшом:

а — сбор камней; б — погрузка камней в бункер; в — выгрузка камней; 1 — полуприцепная рама; 2 — решетчатый бункер; 3 — гидроцилиндр опрокидывания бункера; 4 — гидроцилиндр управления ковшом; 5 — сцепное устройство; 6 — решетчатый ковш-гребенка; 7 — ходовое колесо.

В машине с двойной сепарацией (рис. 96, и) вся масса с помощью ленточного транспортера 26 пропускается через камнедробящий барабан 28, с помощью которого осуществляется дробление комков почвы и частичное отделение почвы от камней. Далее исходный материал поступает на транспортерный грохот 29, где происходит его интенсивное встряхивание за счет перекачивания цепи по встряхивающему ролику 31. Отделяемая почва проскакивает в зазоры грохота, а остальная масса через отражательный щит 33 поступает на дисковый сепарирующий барабан 34, где осуществляется отсев от почвы и мелких камней. Применяют также другие комбинации сепарирующих и выгрузочных средств.

В рассмотренных конструкциях машин (рис. 96, д, е, ж, з, и) пассивный землеройный рабочий орган требует большого тягового усилия благодаря образованию призмы волочения и создаются условия для забивания пространства между рыхлящим и сепарирующим рабочим органом.

Активный землеройный рабочий орган (рис. 96, к, л), приводимый во вращение от ВОМ трактора, способствует первоначальному отделению почвы от камней за счет того, что зубья роторов отбрасывают камни с почвой на маятниковый сепаратор 37. Предпочтительным является пружинное крепление зубьев 38 к ротору, так как жесткое крепление (ротор 36) приводит к выглублению ротора из почвы при встрече с препятствием.

Развитие камнеуборочных машин идет в направлении увеличения ширины захвата и грузоподъемности в машинах циклического действия и создания активных сепараторов и землеройных рабочих органов в машинах непрерывного действия.

§ 10. Машины для первичной обработки мелиорируемых земель

Первичная обработка является составной частью комплекса культуртехнических мероприятий, и для ее выполнения используют кустарниково-болотные и дисковые плуги, специальные бороны, почвообрабатывающие фрезы, кочкорезы, рыхлители, удалители мохового очеса, планировщики, катки и другие машины и орудия.

Кустарниково-болотные плуги. Их подразделяют на: одно-двух-трехкорпусные для первичной вспашки земель с предварительно срезанным кустарником и раскорчеванных, либо покрытых мелкой порослью; однокорпусные и дисковые плуги для освоения площадей с большим количеством древесных остатков и заросших кустарником высотой до 1,5—2 м.

Плуги бывают прицепные и навесные с гидравлическим, механическим и комбинированным управлением.

Лемешные плуги имеют отвал полувинтовой или винтовой формы с отвальным пером для лучшего оборота пласта и заделки растительности; рабочим органом дисковых плугов являются сферические диски.

Однокорпусные прицепные и навесные плуги обрабатывают пласт шириной 75—100 см и глубиной до 35—40 см; двухкорпусные имеют ширину захвата одним корпусом 54 см, трехкорпусные — 45 см, их максимальная глубина обработки 30—35 см; агрегируются с тракторами класса 3 т. Дисковые плуги имеют ширину захвата 1—1,7 м, глубину вспашки 20—30 см.

Для лучшего подрезания дернины и древесных остатков кустарниково-болотные плуги комплектуют дисковыми или черенковыми ножами.

Производительность лемешных кустарниково-болотных плугов — 0,3—0,55 га/ч, дисковых — 0,8—1,2 га/ч.

Навесной кустарниково-болотный плуг — однокорпусный (рис. 99, а), навешивается на навесную систему трактора 1. Рабочим органом плуга является отвал 6 с лемешно-отвальным поверхностью, лемех с долотом 9. Долото способствует лучшему заглублению отвала в почву, лемех подрезает пласт в горизонтальной плоскости, а отвал переворачивает и отбрасывает пласт из борозды к ранее уложенному пласту. Для лучшего обратачивания пласта сзади отвала крепят отвальное перо 7. Отвал при-

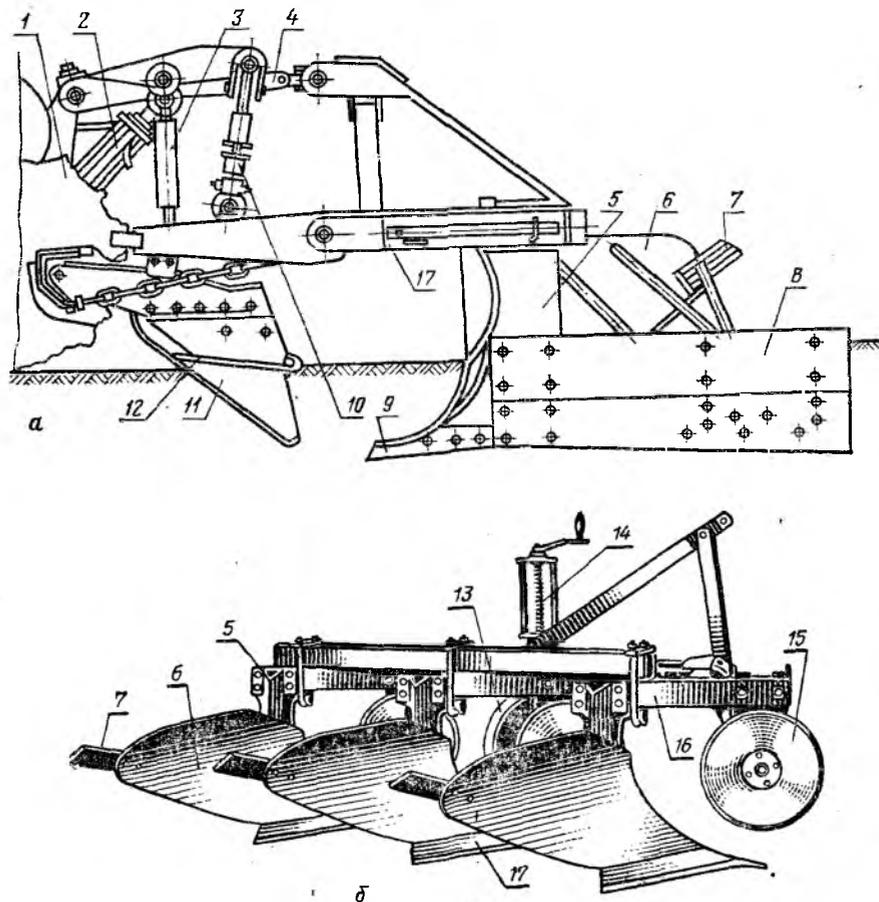


Рис. 99. Навесные кустарниково-болотные плуги:

а — однокорпусный; б — трехкорпусный; 1 — трактор; 2 — гидроцилиндр навесной системы; 3 — регулировочная тяга; 4 — верхняя тяга; 5 — стойка; 6 — отвал; 7 — отвальное перо; 8 — полевая доска; 9 — долото на лемехе; 10 — раскосы; 11 — нож; 12 — лыжа; 13 — опорное колесо; 14 — винтовой регулировочный механизм; 15 — дисковый нож; 16 — рама; 17 — лемех.

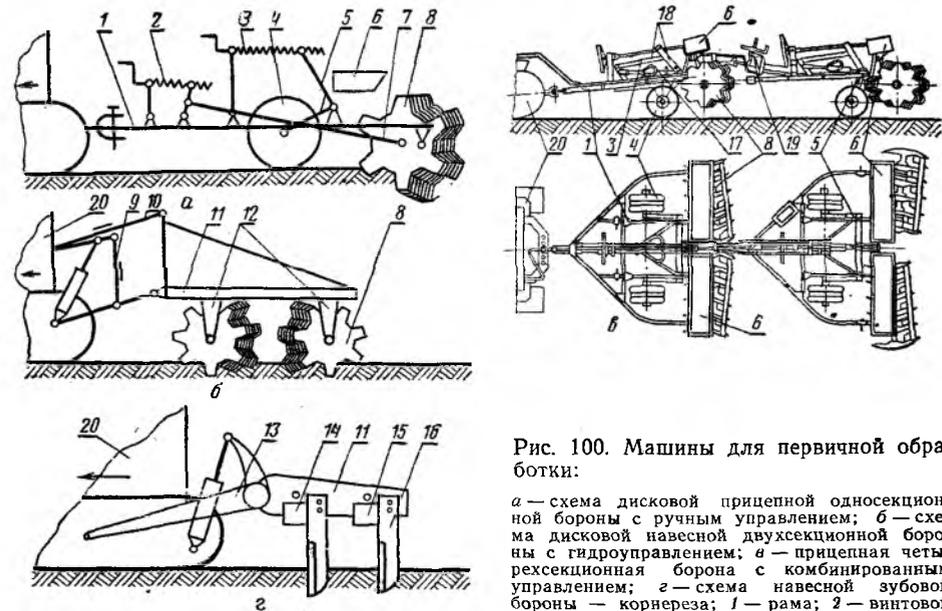


Рис. 100. Машины для первичной обработки:

а — схема дисковой прицепной односекционной борозы с ручным управлением; б — схема дисковой навесной двухсекционной борозы с гидроуправлением; в — прицепная четырехсекционная бороза с комбинированным управлением; г — схема навесной зубовой борозы — корнереза; 1 — рама; 2 — винтовой механизм изменения угла атаки; 3 — винтовой механизм регулирования глубины боронования; 4 — ходовое колесо; 5 — колесчатая ось; 6 — балластный ящик; 7 — тяга; 8 — дисковая батарея; 9 — навесная система трактора; 10 — винтовая регулировочная тяга; 11 — жесткая рама; 12 — кронштейны; 13 — задняя навесная универсальная рама; 14, 15 — передняя и задняя поперечные балки; 16 — черенковые ножи-зубья; 17 — гидроцилиндр; 18 — рычажная система механизма регулирования глубины; 19 — винтовой механизм понизителя прицепа; 20 — трактор.

соединяют к стойке 5, служащей остовом корпуса плуга. Параллельно движению плуга устанавливают полевую доску 8, соединяемую с отвалом распорками. Полевая доска воспринимает и передает на борозду боковую и вертикальную нагрузки, действующие на плуг во время работы.

Стойка 5 присоединяется к раме 16 плуга, которая в трех точках устанавливается на навесную гидравлическую систему трактора 1. Впереди корпуса к нижним кронштейнам навесной системы крепится нож 11, подрезающий пласт по вертикали с опорной лыжей 12, ограничивающей заглубление ножа.

Предварительное прорезание дернины способствует снижению сопротивления и лучшему обороту пласта.

У трехкорпусного навесного плуга перед каждым корпусом на консольном кронштейне расположен дисковый нож 15, который разрезает пласт в вертикальной плоскости. Для регулирования глубины вспашки к раме плуга через винтовой механизм 14 присоединяется опорное колесо 13.

Прицепные кустарниково-болотные плуги обладают меньшей маневренностью, хуже навесных очищаются при забивании растительностью. Их используют преимущественно для вспашки осушенных торфяных и минеральных почв, покрытых кустарниковой растительностью высотой до 2—2,5 м.

Дисковые плуги применяют для безотвальной обработки почв с большим содержанием каменных включений и сильно засоренных древесными остатками. Рабочий орган — сферические диски диаметром 1—1,2 м, установленные под углом 30—35° к направлению движения. Устойчивость прямолинейного движения плуга достигается плоским диском-стабилизатором, который врезается в почву и воспринимает боковые нагрузки, создаваемые сферическими дисками при работе.

Специальные бороны. Их применяют для разделки пласта, поднятого кустарниково-болотными плугами, ликвидации кочек и мохового очеса, а также для обработки и ухода за лугами и пастбищами.

Бороны бывают дисковые и ножевые. По способу агрегатирования их выполняют прицепными и навесными с ручным, гидравлическим и комбинированным управлением. Рабочими органами дисковых борон являются вырезные сферические диски, собранные в батареи на общей оси. По числу батарей дисковые бороны бывают двух- (рис. 100, а) и четырехсекционные (рис. 100, б, в).

Прицепная тяжелая дисковая борона с комбинированным управлением (рис. 100, в) имеет две секции с двумя дисковыми батареями каждая. Передняя секция разделяет пласт вразвал, задняя — всвал. Сферические вырезные диски диаметром 0,65 м и толщиной 6 мм, заточенные с выпуклой стороны, собирают по 5—8 в одну батарею, ось которой крепят на подшипниках к раме 1.

У передней секции внутренние концы осей батарей крепят шарнирно к раме, а наружные концы — к тягам механизма изменения угла атаки. В задней секции крепление батарей осуществляется в противоположном порядке.

На каждой секции установлены гидроцилиндры 17 и винтовые механизмы 3 для подъема рабочего органа в транспортное положение и регулирования глубины боронования (при работе гидрооборудования рычаги механизма управления разъединяют). Ходовые колеса 4 устанавливаются на коленчатой оси 5, поворот которой вызывает подъем или заглубление дисковых борон.

Навесные дисковые бороны бывают с жесткими (рис. 100, б) и шарнирно-сочлененными рамами. Изменением длины винтовой тяги 10 и перемещением кронштейнов 12 батареи относительно прорезей в раме 11 можно регулировать положение бороны в горизонтальной плоскости и изменять угол атаки.

Степень воздействия дисковых борон на пласт регулируется установкой угла атаки дисков, а также применением дополнительного пригруза в балластных ящиках 6. Рекомендуется для первого прохода угол атаки 6—9°, второго — 11—12°, для третьего и последующих — 14—15°.

Ширина захвата дисковых борон 2,2—3,5 м, глубина обработки 20—25 см, производительность в один след — 1—1,7 га/ч.

На сильно засоренных корневищами почвах применяют навесные зубовые бороны-корнерезы (рис. 100, в), черенковые ножи 16 которых укрепляют на двух балках 14 и 15 задней навесной универсальной рамы 13. В плане зубья устанавливают в шахматном порядке. Борона-корнерез комплектуется 11—12 зубьями.

Почвообрабатывающие фрезы. Они предназначены для обработки почвы при освоении осушенных болот с кочками, сильно развитым моховым очесом и дерниной, при коренном улучшении лугов и пастбищ, добыче торфа, а также разделке пластов после вспашки. Фрезы выполняются прицепными и навесными.

Рабочий орган фрезы — барабан с ножами, вращающийся вокруг оси и перемещающийся при поступательном движении машины в плоскости, перпендикулярной оси. Вследствие небольшой подачи ножи производят сплошное рыхление и крошение почвы на глубину 20—25 см.

На фрезерных барабанах устанавливают сменные ножи трех типов: для срезания и измельчения мощной дернины — сильно изогнутые; для разделки пластов и предварительной обработки земель сильно заросших травой и мелким кустарником — слабо изогнутые ножи; для обработки слабозадерненных минеральных и старопахотных почв — полевые крючки (мотыги).

Фрезерный барабан (рис. 101, а, б) состоит из 8—16 секций. На валу насажены ведущие диски 5, левый 7 и правый 8 ведущие диски для пружин, внутри которых установлены пружины 14. Крайние диски 1 и 10 также являются ведущими. Между ведущими дисками смонтированы крутящий момент передается от ведущих дисков за счет сил трения при стягивании системы стопорной гайкой 12. Диск с ножами может проворачиваться относительно вала при встрече ножей с непреодолимым препятствием, предохраняя их и трансмиссию от поломок. Рама навесной фрезы (рис. 101, в) навешена на навесную гидравлическую систему трактора; во время работы подъемные гидроцилиндры находятся в «пла-

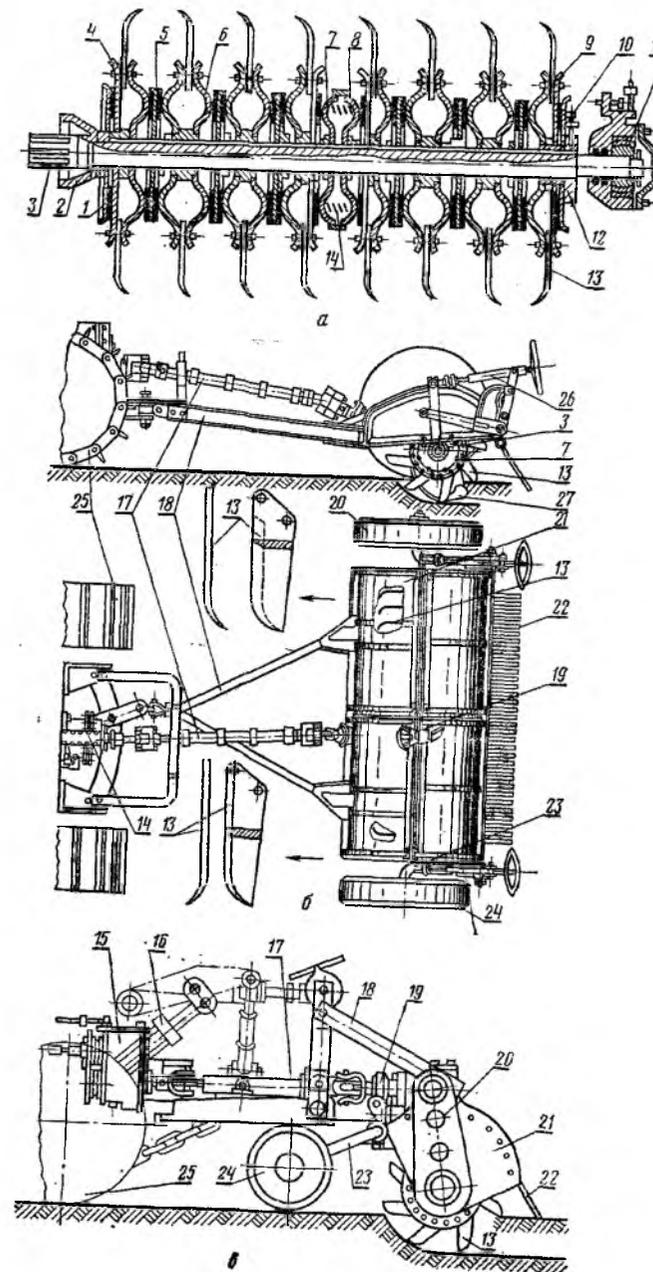


Рис. 101. Фрезы для обработки почвы без оборота пласта:

а — конструкция фрезерного барабана; б — прицепная фреза; в — схема болотной навесной фрезы; 1, 5, 7, 8, 10 — ведущие диски; 2 — защитный кожух; 3 — вал барабана; 4, 9 — крайние диски крепления ножей; 6 — внутренние диски крепления ножей; 11 — подшипниковый узел; 12 — стопорная гайка; 13 — ножи (вверху — болотный для кочек и дернины, внизу — для разделки после вспашки); 14 — пружина; 15 — редуктор; 16 — подъемные гидроцилиндры; 17 — карданный вал; 18 — рама; 19 — конический редуктор; 20 — цилиндрический редуктор; 21 — кожух; 22 — грабли; 23 — коленчатая ось; 24 — опорное колесо; 25 — трактор; 26 — винтовой механизм регулирования глубины фрезерования; 27 — средний сошник.

вающем положении», а глубина фрезерования ограничивается опорными шестернями 24. Коленчатые оси 23 опорных колес 24 могут поворачиваться относительно рамы винтовым механизмом. Прицепная фреза движется на колесах 24, снабженных таким же механизмом регулирования глубины. Привод фрезерного барабана — механический от ВОМ трактора.

Фрезы имеют ширину захвата 0,9—2 м, диаметры барабанов по ковшам ножей 0,6—1 м, число ножей — 56—120, окружные скорости 6—12 м/с.

Недостатки фрез — низкая производительность — 0,25—0,5 га/ч, так как качественное измельчение почвы на расчетную глубину достигается за 2—3 прохода и быстрый износ при работе на грунтах с минеральными прослойками.

Катки. Их используют для прикатывания поверхности торфяной почвы после разделки пластов с целью регулирования водно-воздушного и теплового режима пахотного слоя, его выравнивания и предохранения от ветровой эрозии.

Водоналивной гладкий каток выполнен в виде пустотелого барабана с сваренными по торцам днищами, сквозь которые пропущена и приварена ось. Ось через подшипники скольжения крепится к раме. Агрегируют их по три с тракторами класса 3 т. К раме передней секции крепят сзади рамы двух катков.

Масса катка 2800—2900 кг, с водой — 7400—7500 кг. Ширина захвата 4—4,2 м. Удельное давление катка на грунт при уплотнении торфяных почв 0,03—0,06 МПа, минеральных почв 0,05—0,07 МПа.

Глава 8. МАШИНЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ПОЛЕЙ К ПОЛИВУ

Для подготовки полей к поливу применяют ковшовые планировщики, отвальные планировщики-выравниватели, машины для устройства и заравнивания временных оросительных сетей.

§ 1. Ковшовые планировщики

Ковшовые планировщики (табл. 26) для капитальной планировки бывают прицепные длиннобазовые и короткобазовые с автоматическим управлением, а также полунавесные.

Различают прицепные планировщики с шарнирным или неподвижным креплением ковша к раме и с ковшами постоянной и регулируемой

Таблица 26. Основные параметры ковшовых планировщиков

Параметры	Длиннобазовые прицепные		Короткобазовые прицепные с автоматическим управлением			Полунавесные
	с ручным управлением	с гидроуправлением	копирные		бескопирные	
			с механической системой	с гидравлической системой		
Мощность трактора, кВт	73,5	36,7—118,0	36,7	36,7	130,0—250,0	160,0—220,0
Ширина захвата, м	4,0	2,0—4,5	3,3 ¹	2,8	5,0—6,0	4,0
Емкость ковша, м ³	3,0	2,1—4/6,8 ¹	0,6	2,5	4/8—7/13 ¹	3,5
Длина базы (рабочей), м	15,0	10,0—15,0	11,2	5,0	9,0	6/9 ²
Масса, т	3,7	2,4—6,0	16,5 ¹	—	5,5—8,0	5,0
Сменная производительность, га/смена	10,0	10,0—12,0	11,0—12,0	8,0—9,0	15,0—22,0	16,0—27,0 ³

¹ Ковш переменной емкости; ² с учетом положения мгновенного центра поворота рычагов навески; ³ за счет скоростных свойств базовой машины на пневмоходу.

емкости. Рамы бывают жесткие, раздвижные и шарнирные. Каждая рама имеет небалансирную или балансирную переднюю опору. Планировщики могут быть с ручным, механическим, гидравлическим и автоматизированным управлением.

Длиннобазовые прицепные планировщики. Рабочий орган ковшового длиннобазового планировщика (рис. 102, а) — бездонный ковш К. Ковш находится под рамой Р. Открытый спереди, сверху и снизу ковш в рабочем положении устанавливают режущей кромкой на заданную отметку поверхности грунта. При движении бездонный ковш своей режущей кромкой срезает грунт на буграх Б, заполняется грунтом, образующим призму волочения внутри и перед ковшом. Грунт из призмы заполняет впадины В и разравнивается ковшом. Благодаря длинной продольной базе планировщика (12—15 м) ковш не копирует, а планирует поверхность поля, устраняя неровности (рис. 102, б, в).

Планировщики с жесткой рамой и шарнирным креплением ковша маломаневренны и требуют отдельного оператора для управления ковшом, поэтому их почти не применяют.

У планировщиков с раздвижной или шарнирной рамой, неподвижным креплением ковша и гидравлическим управлением ковш 9 (рис. 103) расположен под задней 13 или передней 7 частью рамы и соединен с ней жестко. Раздвижная рама — сварная пространственная ферма из двух частей: передней 7 и задней 13 (рис. 103, а). В транспортном положении рама сдвигается тяговым усилием трактора на роликах 12 и запирается креплением 8, что значительно облегчает транспортировку.

У шарнирной рамы (рис. 103, в) для перевода в транспортное положение заднюю часть 13 поворачивают гидроцилиндрами 20. При этом передняя часть рамы 7 с ковшом 9 и рыхлителем 18 поднимается и база уменьшается. Ковш крепится к раме шарнирно (рис. 103, в) или жестко. Передняя часть рамы (рис. 103, а, в) через гидроцилиндр 4 и шаровый шарнир опирается на среднюю часть тягового дышла 1 либо на ось передних колес (рис. 103, е). Через тяговую раму 5 передается тяговое усилие основной раме планировщика. Некоторые планировщики имеют дополнительный рабочий орган-рыхлитель 18, установленный впереди ковша. Установку рыхлителя регулируют гидроцилиндрами 17. Ковш переменной емкости (рис. 103, ж) имеет поворотное днище 36 с задней стенкой, которое позволяет гидроцилиндром 38 и полиспастом регулировать емкость ковша и управлять процессом отсыпки грунта в понижениях (рис. 103, з, и) при целенаправленном перемещении грунта.

Короткобазовые прицепные планировщики с автоматическим управлением имеют длину базы менее 10 м и осуществляют планировку благодаря подъему и опусканию ковша или рамы с ковшом под управлением автоматической следящей системы в зависимости от рельефа поля.

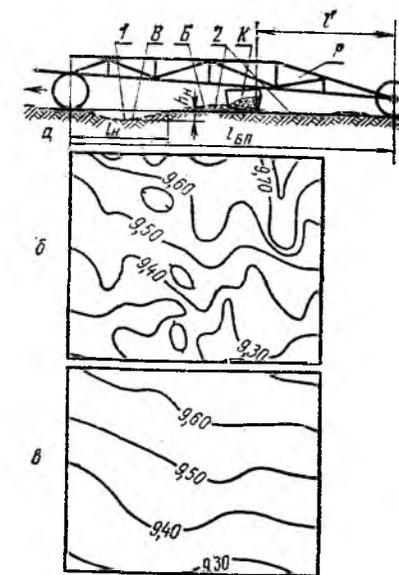


Рис. 102. Схема планировки ковшом длиннобазовым планировщиком:

а — схема процесса планировки; б — участок в горизонталях до планировки; в — участок после прохода планировщика в два следа; 1 — поверхность грунта до прохода ковша; 2 — то же, после прохода; В — впадина (западина); Б — повышение (бугор); $l_{\text{бп}}$ — база; К — ковш; Р — рама; l' — расстояние от задней оси до режущей кромки; $l_{\text{н}}$, $h_{\text{н}}$ — размеры неровности.

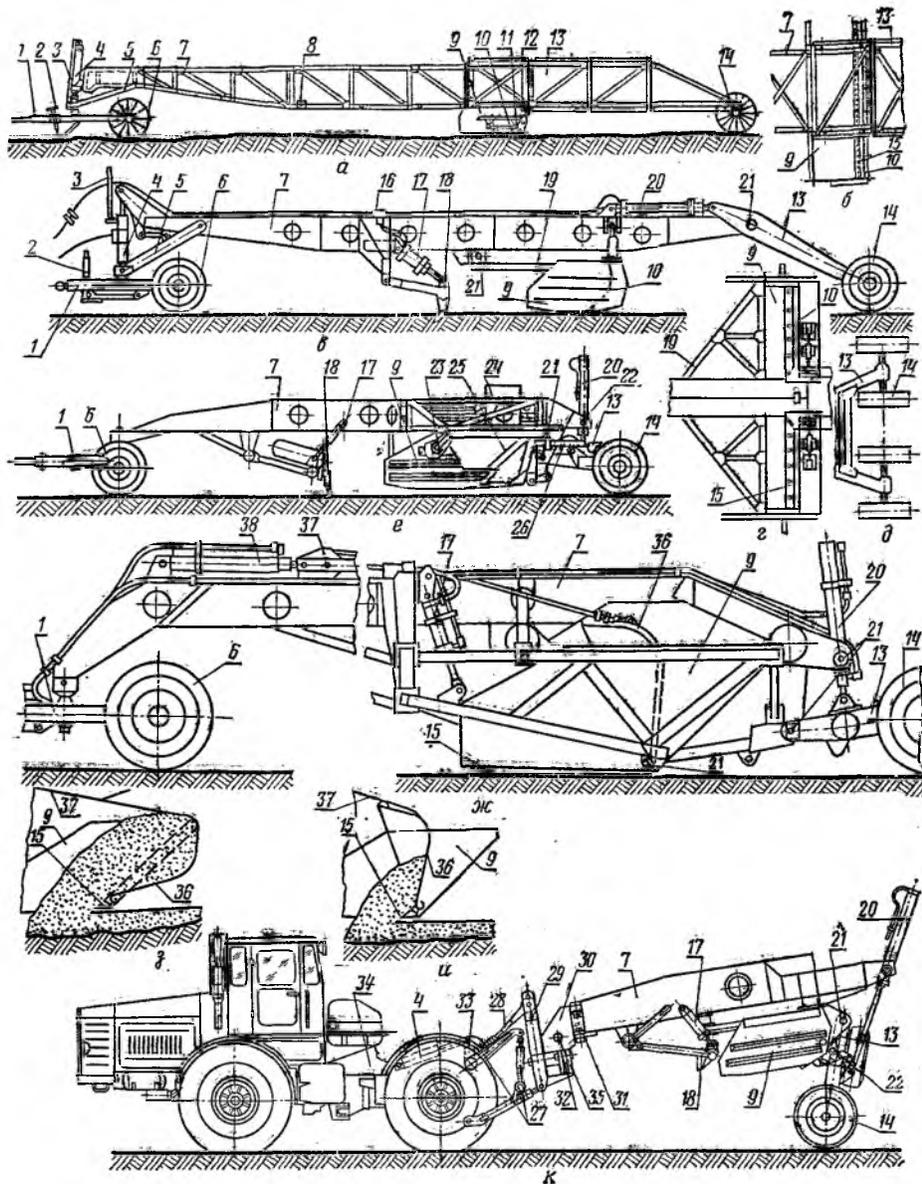


Рис. 103. Ковшовые планировщики:

принципы: а — с раздвижной рамой; б — то же, ковш (вид сверху); в — с шарнирной рамой; г — то же, ковш (вид сверху); д — то же, задняя опора; е — с автоматическим управлением; ж — с ковшом переменной емкости; з — схема начала отсыпки ковшом переменной емкости; и — то же, конец отсыпки; к — полунавесной; 1 — дышло; 2 — опорный откидной домкрат; 3 — рейка-указатель глубины; 4 — гидроцилиндр передней опоры; 5 — тяговая рама; 6 — передние колеса; 7 — передняя часть рамы; 8 — крепления; 9 — ковш; 10 — задняя стенка ковша; 11 — откидные лыжи; 12 — ролики; 13 — задняя часть рамы; 14 — задние колеса; 15 — ножи ковша; 16 — гидропроводы; 17 — гидроцилиндр рыхлителя; 18 — рыхлитель; 19 — рама ковша; 20 — гидроцилиндр поворота задней части рамы; 21, 22 — шарниры; 23 — датчик уровня грунта в ковше; 24 — приборы системы автоматики; 25 — подвижная стенка ковша с гидроцилиндром; 26 — гидроцилиндр управления стенкой ковша; 27, 28 — рычаги и тяга навесной системы; 29 — навесная рама; 30 — передний кронштейн; 31, 32 — горизонтальные и вертикальные шарниры; 33 — рычаг; 34 — трактор; 35 — шарнир; 36 — поворотное днище с задней стенкой; 37, 38 — полиспаг и гидроцилиндр управления стенкой.

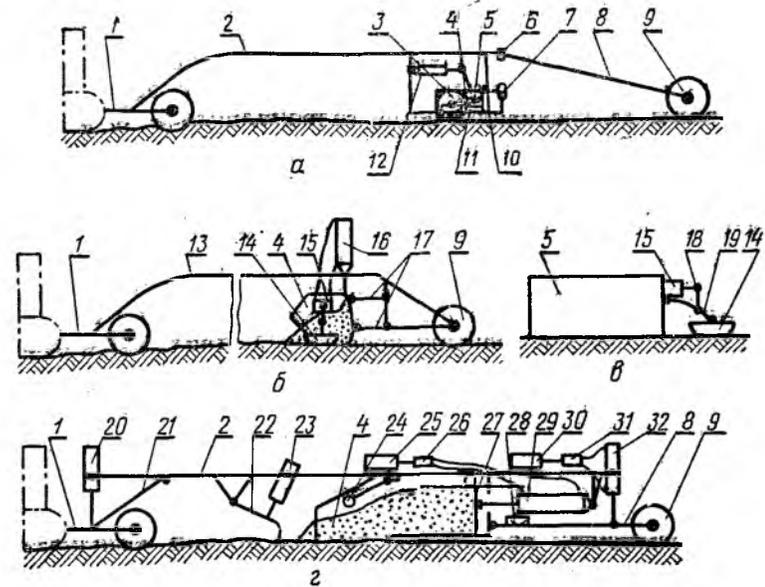


Рис. 104. Принципиальные схемы короткобазовых планировщиков с автоматическим управлением:

а — с колесами и механическим управлением; б — с лыжей и гидравлическим управлением; в — то же, вид на ковш сзади; г — с маятником и электрогидравлическим управлением; 1 — тяговое дышло; 2 — передняя часть рамы; 3 — боковые колеса-датчики; 4, 5 — ковш; 6 — цапфы; 7 — стойки; 8 — задняя часть рамы; 9 — задние колеса; 10 — рама подвесная; 11 — рычаги; 12 — подъемный гидроцилиндр; 13 — рама; 14 — лыжа-датчик; 15 — гидрораспределитель; 16 — гидроцилиндр управления ковшом; 17 — рычаги параллелограммной навески ковша; 18 — тяга; 19 — рычаг; 20 — гидроцилиндр балансирной подвески; 21 — тяговая рама; 22 — рыхлитель; 23 — гидроцилиндр рыхлителя; 24 — датчик уровня грунта в ковше; 25 и 30 — пульты управления; 26 и 31 — электрогидрораспределители; 27 — подвижная задняя стенка; 28 — маятниковый датчик механизма управления ковшом (горизонтирование); 29 — гидроцилиндр задней стенки ковша; 32 — гидроцилиндр механизма управления ковшом.

Системы автоматики бывают копирные, в которых датчиками служат колеса или лыжи, и бескопирные с маятником. Механизмы управления делятся на механические, гидравлические и электрогидравлические (рис. 104).

У планировщика с колесами и механическим управлением ковш 4 (рис. 104, а) шарнирно установлен на раме 10. Автоматической регулировка ковша осуществляется системой тяг и рычагов, расположенных по обе стороны ковша. Подъем и опускание ковша зависят от положения боковых колес 3, подвешенных по обе стороны ковша на рычагах 11. Когда колеса 3 под действием пружин опускаются во впадину, рычаги 11 поднимают ковш, поворачивая его вокруг шарнира. Подъем ковша приводит к увеличению отсыпки грунта во впадину. Когда колеса 3 поднимаются на бугор, ковш опускается рычажной системой и глубина срезки грунта увеличивается. Для ручного управления ковшом тракторист пользуется гидроцилиндром 12.

У планировщика с лыжей и гидравлическим управлением ковш (рис. 104, б) подвешен к раме на рычагах 17 параллелограммной навески. Лыжа идет по ранее спланированной полосе. При отклонении ковша вверх или вниз от отметок этой полосы изменяется взаимное положение лыжи и ковша. При этом через рычаг 19 и тягу 18 переключается гидрораспределитель 15, управляющий гидроцилиндром 16, который ставит ковш на нужную отметку, соответствующую запертому положению гидрораспределителя. Система отличается простотой, но требует предварительной планировки и нивелирования контрольной полосы. Короткобазовые планировщики (рис. 103, е) более маневренные, чем

длиннобазовые, имеют меньшие габариты и массу и хорошую планирующую способность благодаря автоматике (рис. 104, з).

Полунавесные планировщики. Они имеют шарнирную раму 7, 13 с жестко закрепленным ковшем 9, к которому шарнирно крепится задняя часть рамы 13, устанавливаемая гидроцилиндром 20 в рабочее или транспортное положение (рис. 103, к). Передний конец рамы навешен на трактор 34 через рычаги 27 и тягу 28 навесной системы, навесную раму 29, передний кронштейн 30 и шарниры 31, 32, 35. Такая двухшарнирная навеска позволяет планировщику самоустанавливаться при поперечных и продольных наклонах трактора, снижает радиус поворота, увеличивая маневренность. Ковш устанавливается на нужную высоту гидроцилиндрами 4 и 20. Полунавесные планировщики такого типа работают также со скоростными колесными тракторами (табл. 26) с повышенной производительностью. База планировщиков, считая до мгновенного центра рычагов навески, достигает 8,5—9 м, что обеспечивает достаточную планирующую способность.

§ 2. Отвальные планировщики-выравниватели

Эти планировщики применяют для ежегодной эксплуатационной планировки. Рабочие органы — один или несколько разравнивающих отвалов, установленных перпендикулярно или под углом к направлению движения. Отвалы бывают плоские и дугообразные, а также балки швеллерного, углового или двутаврового сечения.

Преимущественно применяют одноотвальные планировщики-выравниватели.

Мала-выравниватель — прицепной планировщик, кроме планировки, выполняет малование — предпосевное уплотнение почвы. Рабочий орган (корпус) состоит из средней 6 (рис. 105) и двух боковых 3 секций, соединенных шарнирами 10. Гидроцилиндр 5, работающий от гидросистемы трактора, позволяет поворачивать корпус вокруг шарнира 11 и устанавливать его в положение для выравнивания (рис. 105, а) передним ножом или для малования задним ножом 12. В транспортном положении (рис. 105, б) откидываются и закрепляются пальцами транспортные колеса 4, а боковые секции 3 корпуса поворачиваются и концами закрепляются к тяговой балке.

Грейдер-выравниватель (грейдерный нож) — полунавесной планировщик. Рабочий орган — отвал 17 (рис. 106), подвешивается к поворотной раме 13, шарнирно связанной с соединительной рамой 14. Последняя через горизонтальный шкворень 15 связана с навесной рамой 1, которая навешивается на рычаги навесной системы трактора. Угол захвата отвала может изменяться на 30° в каждую сторону путем поворота гидроцилиндрами 2 рамы 13 вокруг шарнира 3. В рабочем положении отвал опирается на башмаки 10, установленные на штангах 9 и опускаемые пружинами 16. Для поддержания горизонтального положения отвала при поперечных наклонах трактора и рамы 1 служит гидроцилиндр 6, с помощью которого поворачивают рычаг 4 и через канат 5 и блок 7 опускают один башмак и поднимают другой.

Таблица 27. Основные параметры отвальных планировщиков-выравнивателей

Параметры	Мала-выравниватель	Грейдер-выравниватель	Волокуши прицепные	Одноотвальный прицепной и навесной	Многоотвальный	
					навесной	прицепной
Ширина захвата, м	6,0—6,5	2,8—4,0	3,0—7,5	2,8—8,0	5,0	3,2—5,0
Длина отвалов, м	6,0—6,5	2,8—4,0	1,5—4,0	2,8—10,0	1,5—2,0	3,0—5,0
Угол захвата, град	90	60—90	45—90	60—90	45—90	45—90
Масса, т	0,8—0,9	0,5—1,0	0,6—1,5	0,5—0,9	0,3	3,0—5,0

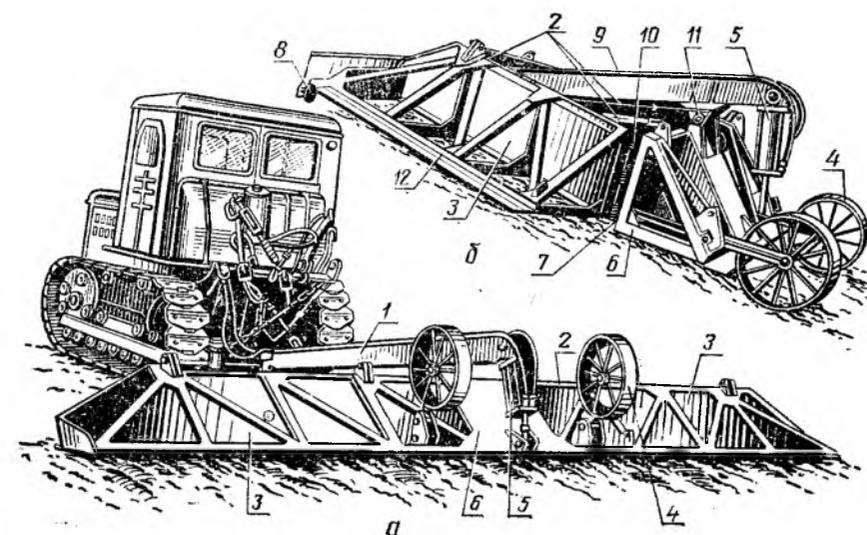


Рис. 105. Мала-выравниватель:

а — в рабочем положении при разравнивании; б — в транспортном положении; 1 — тяговая балка; 2 — тяги; 3 — боковые секции; 4 — откидные транспортные колеса; 5 — гидроцилиндр; 6 — средняя секция корпуса; 7 — передний нож; 8 — опора; 9 — гидропроводы; 10 — шарниры корпуса; 11 — шарнирное соединение корпуса с тяговой балкой; 12 — ножи задние.

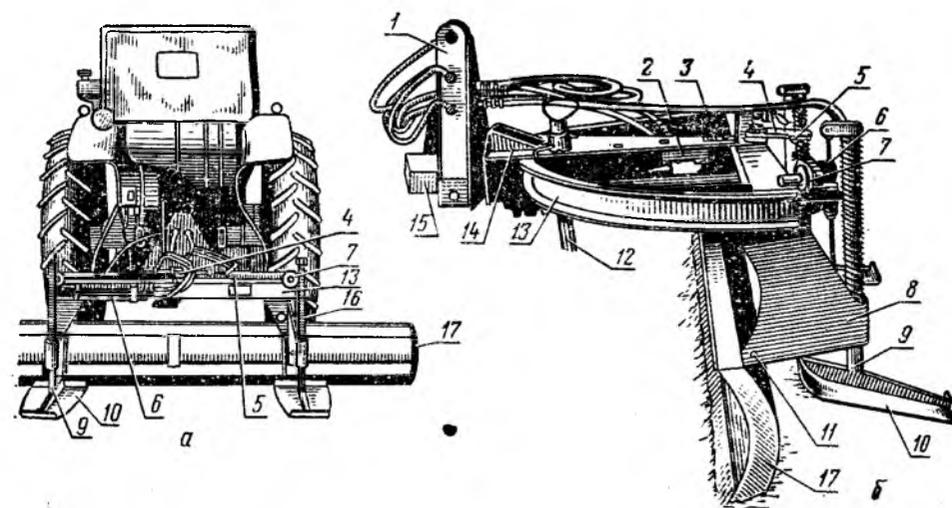


Рис. 106. Грейдер-выравниватель (грейдерный нож):

а — вид сзади (с трактором); б — вид сбоку; 1 — навесная рама; 2 — гидроцилиндры; 3 — шарнир поворота в плане; 4 — рычаг; 5 — канаты; 6 — гидроцилиндр механизма поддержания горизонтального положения отвала; 7 — блоки; 8 — кронштейн; 9 — штанги; 10 — башмаки (лыжи); 11 — горизонтальный шарнир; 12 — опорная стойка; 13 — поворотная рама; 14 — соединительная рама; 15 — шкворень механизма поддержания горизонтального положения отвала; 16 — пружина; 17 — отвал.

Многоотвальные планировщики-выравниватели могут быть навесными и на гусеничные и колесные тракторы (рис. 107, а). Планировщики имеют среднюю раму, к которой шарнирами 7 присоединены боковые рамы 1. На средней и боковых рамах под углом к направлению движения закреплены разравнивающие отвалы 3. Прицепные планировщики к колесным или гусеничным тракторам (рис. 107, б, в) имеют раму 11 и 16 на колесном ходу с 8—12 отвалами, установленными

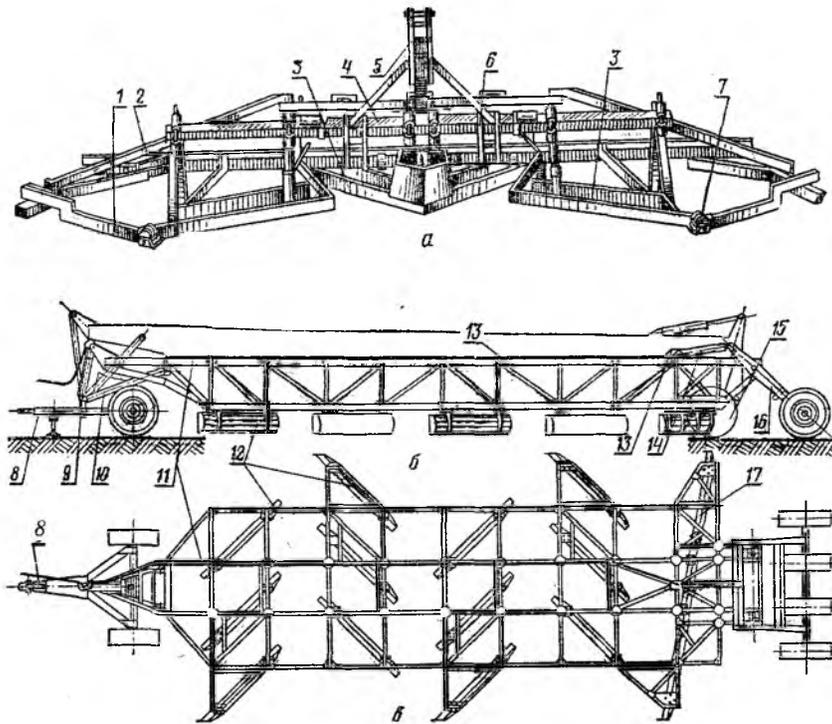


Рис. 107. Многоотвальные планировщики-выравниватели:

a — навесной; *b* — прицепной (вид сбоку); *а* — то же (вид сверху); 1 — боковые рамы; 2 — упорные балки; 3 — разравнивающие отвалы; 4 — основная балка; 5, 6 — места крепления к рычагам навесной системы; 7 — шарниры боковых рам; 8 — дышло; 9 — гидроцилиндр передней опоры; 10 — тяговая рама; 11 — передняя часть рамы; 12 — отвалы; 13 — гидропроводы; 14 — гидроцилиндры задней части рамы; 15 — транспортное положение; 16 — задняя часть рамы; 17 — задний отвал.

взаимно перпендикулярно. таким образом, что торфяной грунт, срезаемый отвалами, перемещается вперед и возвратно-поступательно в поперечном направлении и окончательно разравнивается задним отвалом 17. Толщина стружки 2—3 см получается за счет ступенчатой установки отвалов, глубина обработки регулируется гидроцилиндрами 9 и 14.

§ 3. Машины для нарезки и выравнивания поливной сети

Эти машины (рис. 108) прокладывают и выравнивают оросители, поливные, выводные и вспомогательные борозды, поливные полосы, отсыплют и выравнивают валики (палы).

Машины для нарезки временных оросителей и борозд. Для нарезки временных оросителей применяют навесные плужные каналокопатели-бороздоделатели, а также бороздоделатели с опорными колесами на рычагах навесной системы трактора (см. гл. 2).

Борозды-щели нарезают **бороздоделателем-щелерезом** (табл. 28), который прорезает на дне борозды щель шириной 3—4 см на общую глубину 35—40 см.

Машины для выравнивания временных оросителей и борозд. Эти машины (табл. 28) имеют два отвала 5 (рис. 108, *a, б, в*), расположенных под углом 30—40° к направлению движения. Рабочие органы установлены на передней навесной раме 2 или рычагах навесной системы с опорными колесами 4, которые ставят на балках рамы 2 (рис. 108, *a, б*) или полый передней балке квадратного сечения с подкосами и кронш-

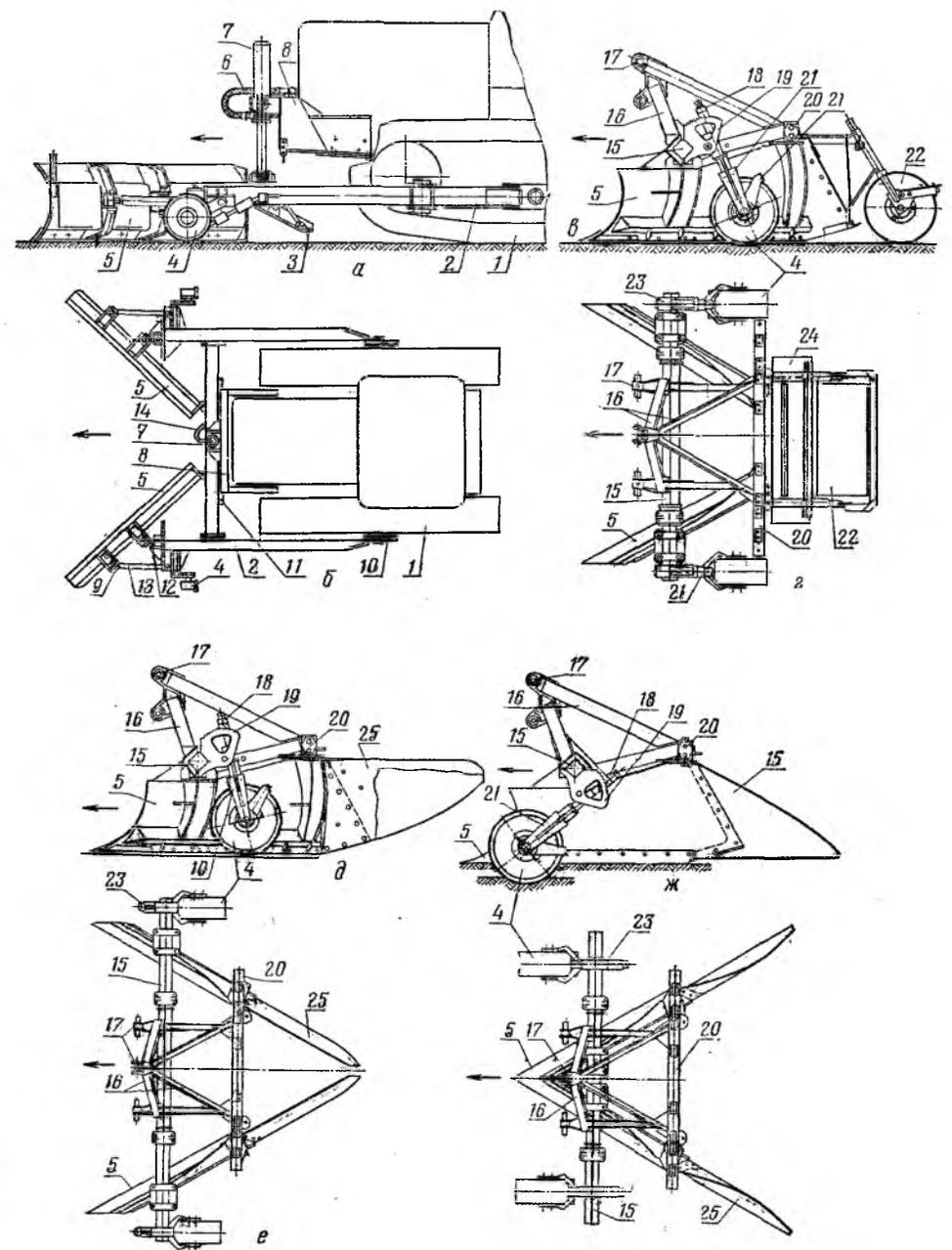


Рис. 108. Выравниватели временных оросителей, борозд и валиков, палоделатели:

a — выравниватель на передней навесной раме; *б* — то же, схема в плане; *в* — выравниватель на задней навесной системе; *г* — то же, в плане; *д* — палоделатель на задней навесной системе; *е* — то же, в плане; *ж* — выравниватель валиков; *з* — то же, в плане; 1 — трактор; 2 — рама; 3 — гладило; 4 — колесо; 5 — отвал; 6 — трубопроводы гидросистемы; 7 — гидроцилиндр; 8 — кронштейн; 9 — шарниры отвала; 10 — шарниры рамы; 11 — поперечный брус; 12, 13 — распорки; 14 — гидрошланги; 15 — передняя балка; 16 — навесная рама; 17 — ушки крепления; 18 — стопор; 19 — сектор; 20 — задняя балка; 21 — кронштейн; 22 — каток; 23 — подушки; 24 — плиты; 25 — удлинитель.

Таблица 28. Параметры машин для нарезки и заравнивания поливной сети

Параметры	Бороздоделатели-щеле-резы на колесных и гусеничных тракторах	Заравниватели временных оросителей и борозд	Каналокопатели-бороздоделатели с заравнивателем	Палоделатели	Палоделатели-разравниватели	Полосообразователи
Размеры каналов, валиков и щелей, см:						
ширина понизу	3—4	До 600	0,05—0,15	100	1,2	—
ширина поверху	3—4	До 160	—	10	0,2	—
высота	До 20	До 45	0,2—0,4	30—45	0,5	—
Мощность трактора, кВт	22—44	22,0—73,5	22,0	22,0—44,1	73,5	22,0—44,1
Ширина захвата, м	1—2	2,2—4,5	1,8	2,0—2,8	3,0—3,2	До 3,6
Производительность, км/ч	2—4	2,0—4,6	1,5	4,8—5,0	6,1—8,2	2,0—4,0
Масса, т	0,4—0,5	0,7—1,0	0,8	0,6	2,0	—

тейнами. К передней балке крепится задняя рама 20. Навесную раму 16 при помощи подушек 23 и пальцев навешивают на рычаги и тягу навесной системы трактора. Глубина хода рабочих органов регулируется установкой опорных колес путем поворота осей катков относительно сектора 19 и фиксируется стопором 18. Заравниватель (рис. 108, в, г) имеет дополнительный рабочий орган-каток 22 на задней балке 20. Заравниватель движется над оросителем, отвалы 5 срезают дамбы, сбрасывают грунт в ороситель или борозду и разравнивают его. Движущая сзади плита 24 выглаживает, а каток 22 уплотняет грунт.

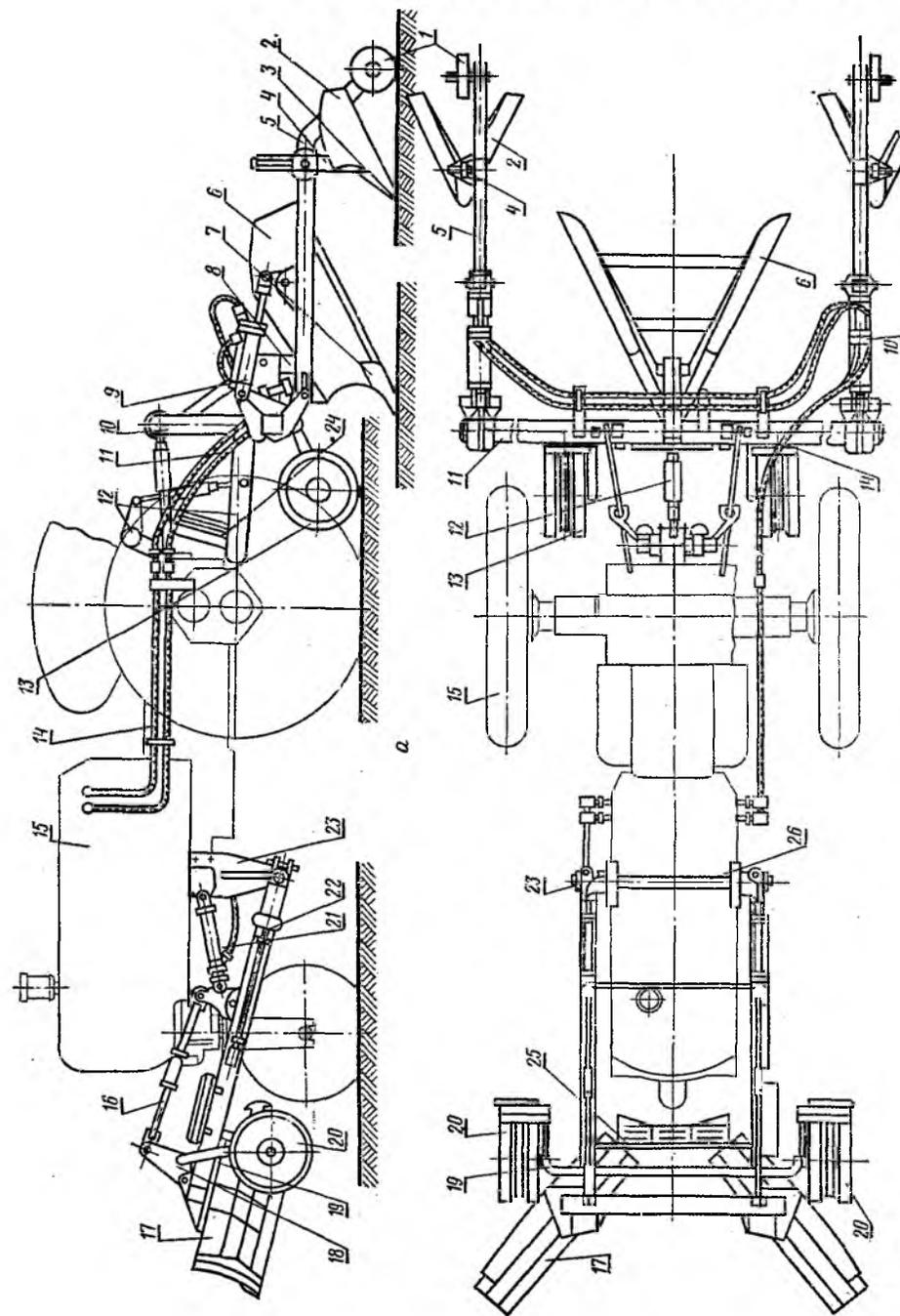
Палоделатели и разравниватели валиков. Рабочий орган — два отвала 5 со специальными удлинителями 25. Отвалы 5 закреплены под навесной рамой 16 (рис. 108, д, е, ж, з). Вырезая грунт, они собирают его в валики (палы). Нижние обрезы удлинителей 25 образуют откосы валиков. Высота валиков зависит от установки опорных колес 4. Для заравнивания оградительных валиков применяют те же два отвала (рис. 108, ж) с удлинителями 25, но закрепленные углом вперед. Угол между отвалами — 50—60°.

Полосообразователи. Они служат для нарезки поливных полос. Полосообразователь состоит из двух вертикальных щитов-отвалов. Отвалы установлены под углом к направлению движения. Свальный полосообразователь, собирая грунт в валик, образует с каждой стороны его полосу, равную половине ширины поливной полосы. Развальный полосообразователь раздвигает грунт на ширину захвата, равную ширине поливной полосы. По краям полосы отсыпается два полувалика. Вторая сторона валиков досыпается при следующих проходах.

Машины для устройства и заравнивания временной оросительной сети. Они имеют комплекс рабочих органов, навешиваемых спереди и сзади на трактор (табл. 28).

Каналокопатель-бороздодел с заравнивателем имеет рабочий орган для устройства временных оросительных каналов — каналорез 6 (рис. 109) сзади трактора 15 на навесной системе 12, а также два бороздодела 2 на грядилях 5. Отвалы заравнивателя 17 навешивают спереди на толкающей раме 22. Заравниватель и каналорез в рабочем положении опираются на опорные колеса 13 и 20, бороздоделы — на колеса 1. При помощи колеччатых осей 19 колес и винтовых стяжек 16 регулируют глубину заравнивания. Подъем и опускание рабочих органов осуществляются гидроцилиндрами 10, 21, 24. Рабочие органы работают попеременно.

Рис. 109. Каналокопатель-бороздодел с заравнивателем:
а — вид сверху; б — вид спереди; 1 — задний опорный каток грядиля; 2 — отвалы бороздодела; 3 — лемех бороздодела; 4 — стойки бороздодела; 5 — грядиля; 6 — лемех каналореза; 7 — отвалы каналореза; 8 — стойка каналореза; 9 — гидроцилиндр; 10 — гидроцилиндр опускания бороздодела; 11 — задняя поперечная балка; 12 — рычаги и тяги навесной системы; 13 — опорные колеса каналореза; 14 — гидродвигатель; 15 — трактор; 16 — стяжки; 17 — отвалы; 18 — колеччатые оси колесного хода; 19 — опорные колеса заравнивателя; 20 — опорные колеса заравнивателя; 21 — гидроцилиндр толкающей рамы заравнивателя; 22 — толкающая рама заравнивателя; 23 — подушки навешивания; 24 — гидроцилиндр навешивающей доски; 25 — поперечная штанга.



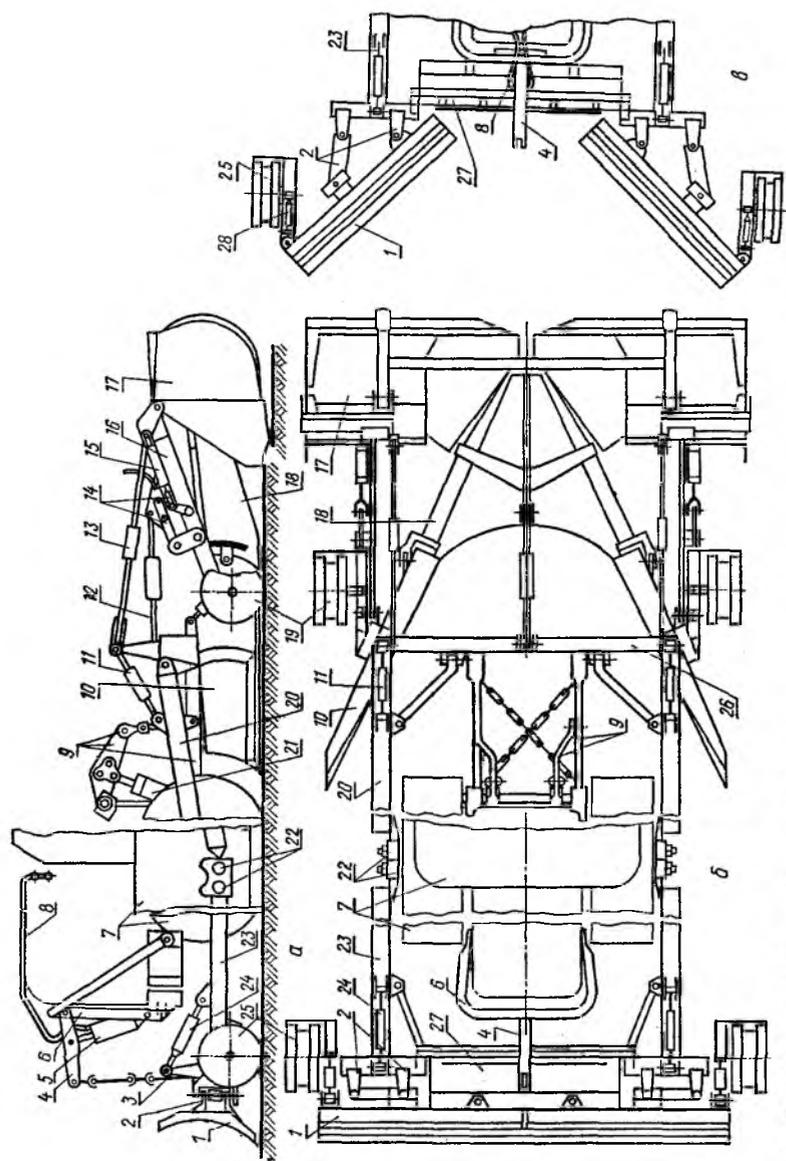


Рис. 110. Палоделатель-разравниватель:

a — общий вид сбоку; *б* — вид сверху с разравнивателем валков; *в* — то же, с установкой отвалов на заравливание временных оросителей; 1 — отвалы разравнивателя; 2 — рычаги установки отвалов; 3 — цепи подъемные; 4 — рычаги; 5 — гидроцилиндры подъема рамы с отвалами; 6 — крошечный столик; 7 — трактор; 8 — гидропроводы; 9 — рычаги и тяги навесной системы; 10 — отвалы палоделателя; 11, 12, 13, 24, 28 — винтовые тяги; 14 — рычажная система управления ковшем; 15 — гидроцилиндры управления ковшем; 16 — ковш; 17 — ковш; 18 — удлинитель отвалов (формовая тяга); 19 — опорные колеса палоделателя; 20 — рама палоделателя; 21 — гидроцилиндр навесной системы; 22 — шарниры; 23 — рама разравнивателя; 25 — опорные колеса разравнивателя; 26 — поперечная балка; 27 — заравливающая доска.

Палоделатель-разравниватель несет спереди на раме 23 (рис. 110) два отвала 1 для разравнивания валков (рис. 110, б) и заравливания оросительной сети (рис. 110, в) и заравливающую доску 27. Палоделатель навешивают на рычаги 9 навесной системы на раму 20. Подъем и опускание рабочих органов — гидроцилиндрами 5 и 21 через рычаги 4 и 9. Рабочим органом палоделателя служат два отвала 10 (рис. 110, а, б) с удлинительными 18, формирующими профиль валков. Палоделатель и разравниватель имеют опорные колеса 25 и 19 для регулирования заглубления винтовыми стяжками 11 и 24. Ковш 17 из двух частей служит для заделки грунтом стыков валков и управляется гидроцилиндрами 15 через систему рычагов и тяг.

§ 4. Основные направления развития машин для подготовки полей к поливам

В конструкции ковшовых планировщиков наметилась тенденция к сокращению длины их базы и созданию короткобазовых прицепных планировщиков без балансирной передней навески с регулируемой емкостью ковша, автоматическим управлением и увеличенной шириной захвата на базе гусеничных тракторов повышенной мощности, а также полунавесных короткобазовых к скоростным колесным тракторам с использованием навесных систем. Общей тенденцией является повышение маневренности за счет снижения габаритов и силы тяжести, сокращение числа гидроцилиндров управления, использование гидросистемы трактора. Работают над созданием планировщиков, снимающих верхний плодородный слой почвы и возвращающих его на место срезки после планировки.

Перспективна планировка рисовых чеков плавучим планировщиком под слоем воды. Планировщики-выравниватели будут использоваться преимущественно одноотвальными с управляемым отвалом, совмещающие операции выравнивания и рыхления почвы.

Для нарезки и заравливания оросительной сети более широко будут применять машины, выполняющие весь комплекс операций при помощи набора рабочих органов.

Глава 9. МАШИНЫ И УСТАНОВКИ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

§ 1. Общая классификация, назначение и основные требования

По способу орошения различают дождевальные, поливные (для поверхностного полива) машины и установки и машины для подпочвенного орошения. Машины и установки бывают стационарные, позиционного действия (машина периодически перемещается и орошает с каждой позиции определенную площадь) и работающие в движении.

Машины и установки для орошения должны обеспечивать подачу воды в определенные сроки и в необходимом количестве к растениям при минимальных потерях воды. Поливы должны быть механизированы, то есть подготовительные и вспомогательные ручные операции должны быть ограничены присоединением машин к гидрантам или установкой всасывающих устройств. Машины должны обеспечивать минимальные энергоемкость и трудоемкость поливов.

§ 2. Дождевальные установки и машины

Все эти машины и установки комплектуются дождевальными насадками или аппаратами.

Дождевальные аппараты подразделяются на среднеструйные и дальнеструйные. К среднеструйным относятся аппараты при дальности полета струи до 35 м, работающие при давлении воды в 0,15—0,5 МПа с расходом 78 л/с.

Дальнеструйные аппараты работают при давлении 0,4—1,0 МПа и дальности до 60 м и более.

По типу привода дождевальные аппараты делятся на коромысловые с качающейся лопаткой или подвижным дефлектором, реактивные или турбинные с шестеренными и червячными редукторами. При агрегатировании дождевальных аппаратов с самоходными машинами (тракторами) поворот ствола может осуществляться от механической трансмиссии.

Дождевальные машины и установки бывают позиционного действия и работающие в движении. Первые выдают поливную норму с одной позиции, а затем перемещаются на следующую. Вторые проводят дождевание непрерывно во время движения с постоянной скоростью.

Дальне- и среднеструйные дождевальные аппараты, короткоструйные насадки. Применяют их нескольких основных типов.

Дальнеструйный дождевальный аппарат с механическим приводом (рис. 111, а) выбрасывает две струи через большое 19 и малое 25 конические сопла. Для уничтожения турбулентности водяного потока и увеличения дальности выброса струи в большом стволе имеется выпрямитель 16, составленный из радиальных перегородок, параллельных оси ствола, и иногда в колене 14 ставятся два направляющих ножа. Большой ствол 39 орошает внешнюю часть круга или сектора, а малое сопло 25 — внутреннюю часть. Для разбивания малой струи на капли ставится рассекатель (лопатка) 23.

Привод поворота ствола осуществляется от вала отбора мощности трактора через карданный вал 43, шестеренный и червячный редукторы или через червячный редуктор и храповой механизм, состоящий из храпового колеса 33, надетого на корпус, и собачки 11 на рычаге, совершающем качательные движения от эксцентрика. Для полива по сектору на корпус 8 надет диск с отверстиями. В отверстия диска вставляют сменные упоры, которые переключают муфту или храповую собачку, реверсируя вращение ствола в пределах угла сектора, определяемого установкой пальцев.

В разборных переносных установках и широкозахватных машинах используют для вращения ствола поворотные механизмы, работа которых основана на использовании энергии струи. Они бывают с турбинкой (рис. 111, к) и реактивной лопаткой (рис. 111, в, г, д, е, ж, и).

Дальнеструйный дождевальный аппарат с турбинкой (рис. 111, к) совершает поворот за счет энергии, выбрасываемой из сопла 19 струи, которая вращает турбинку 56. Вращение турбинки 56 через кривошипно-шатунный механизм 54, 57 и храповое устройство обеспечивает поворот ствола.

Среднеструйный дождевальный аппарат с реактивной лопаткой кругового действия имеет одну или две насадки-сопла (рис. 111, в, г, д). Одна из струй ударяет в криволинейную реактивную лопатку 47, вставленную в коромысло 46, надетое на ось 45. Боковое усилие на лопатку, создаваемое энергией струи, заставляет коромысло 46 повернуться вокруг оси 45, закручивая пружину 44. Под действием закрученной пружины коромысло повернется обратно и ударит по корпусу, повернув его на небольшой угол вокруг оси. В этот момент реактивная лопатка вновь

попадает в струю и цикл повторится. Для лучшего разбрызгивания в некоторых аппаратах ставятся винты-рассекатели струи с пружинами. Штуцером 48 аппарат присоединяется к водосточнику. Есть также механизмы для секторного вращения (рис. 111, ж). Некоторые среднеструйные аппараты (рис. 111, з) снабжают качающимся клиновидным дефлектором 53, схема работы которого показана на рисунке 111, и.

Дефлекторные короткоструйные насадки (рис. 111, л) имеют корпус 8. Вода проходит сквозь отверстие 62 диафрагмы корпуса в часть насадки, имеющей форму воронки 64. Здесь на диаметральной планке 61 укреплен дефлектор 63 в виде конуса. Дефлектор, рассекая струю, придает ей коническую форму с углом наклона образующей к горизонту около 30° и заставляет распадаться на капли.

Стационарные дождевальные системы. Это сеть постоянных трубопроводов с короткоструйными насадками или средне- и дальнеструйными аппаратами (рис. 111). Подача воды — насосом или самотеком.

Установки и машины позиционного действия. Они бывают нескольких типов.

Переносные дождевальные установки с ручным перемещением (рис. 112) состоят из разборного трубопровода. Они имеют гидранты с колонками (рис. 112, а) и трубопроводы 10, 12 из алюминиевых, пластмассовых или стальных тонкостенных труб, которые соединяют муфтами 17 с резиновыми уплотнительными манжетами 8. Каждая рабочая труба имеет стойку 18 с короткоструйной дефлекторной насадкой или с дальне- или среднеструйными дождевальными аппаратами (рис. 111).

Карусельные дождеватели (рис. 112, г, д) устанавливаются на стойки переносных трубопроводов для увеличения радиуса действия дождевальных аппаратов, что позволяет значительно уменьшить их число, увеличить расстояние между позициями переносного дождевального трубопровода, снизить трудоемкость сборочно-разборочных работ и повысить производительность дождевания. На стояке основания 26 устанавливают под углом стволы 22, укрепляемые растяжками 23; на стволах установлены дождевальные аппараты, обеспечивающие вращение за счет энергии струй.

Самоходные многоопорные машины фронтального периодического действия бывают с двигателем внутреннего сгорания и электроприводом (рис. 113, д). Первые имеют трубопровод 1 (рис. 113, а, б), собранный из отдельных секций, который является осью жестко закрепленных на нем опорных колес 10. На каждой секции трубопровода установлен дождевальный аппарат 7 (рис. 111) через механизм самоустановки (рис. 113, в), который при вращении трубопровода 1 обеспечивает постоянное вертикальное положение дождевального аппарата 21 благодаря свободному вращению гайки 14 под действием противовеса 19 на колесе 18.

В средней части трубопровода 1 расположена приводная тележка 4 (рис. 113, б), на раме которой установлен двигатель 5 с реверс-редуктором 23. Через цепной привод 27 (рис. 113, г) приводятся во вращение ведущие колеса 9 и вал-труба, с которой фланцами соединен трубопровод 1.

Машина с электроприводом (рис. 113, д) для увеличения ширины захвата имеет открьлки 26, на концах которых находятся дождевальные аппараты 21. Оросительный трубопровод 1 при передвижении не вращается, а перемещается на самоходных тележках-опорах 24 с электрическими мотор-редукторами, которые имеют привод от дизель-генераторной установки на тракторе через силовые кабели.

Трубопровод 1 (рис. 113, а, д) присоединяют к гидранту 11 напорного трубопровода через узел присоединения 2 и проводят дождевание. После выдачи поливной нормы закрывают гидрант, отсоединяют трубо-

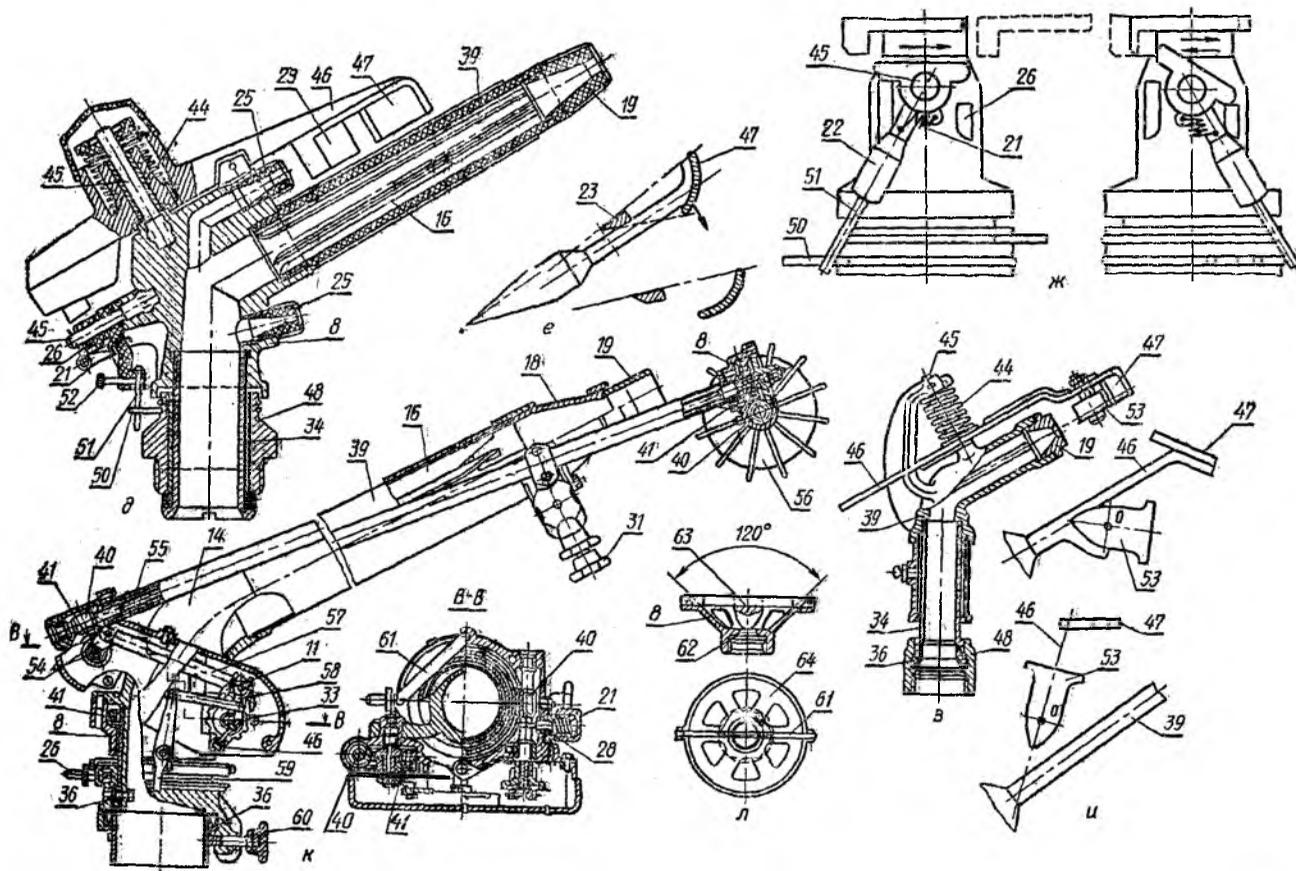
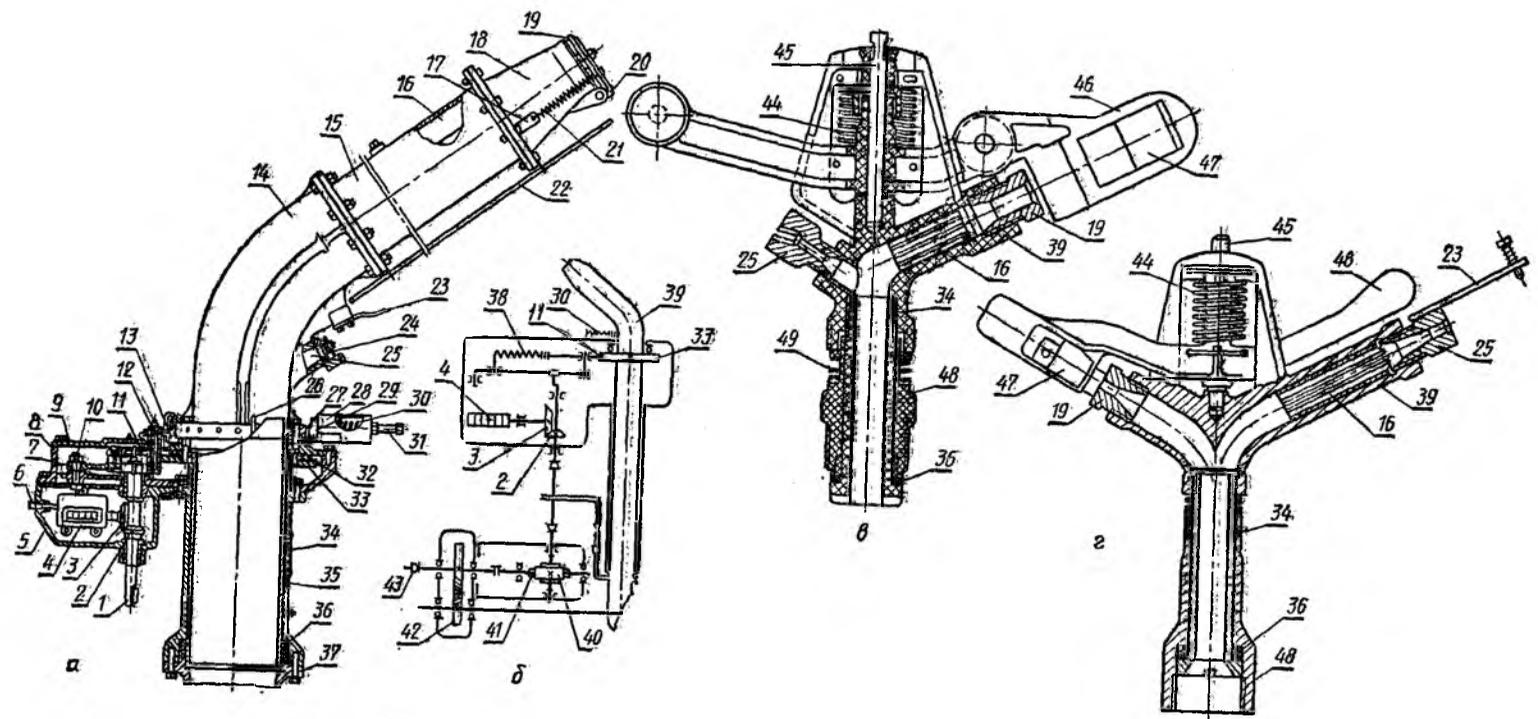


Рис. 111. Дальне- и среднеструйные дождевальные аппараты, короткоструйные насадки:

а — дальнеструйный аппарат с механическим приводом поворота; б — то же, кинематическая схема; в, г, д — среднеструйные аппараты с реактивной лопаткой; е — схема работы дефлекторного устройства механизма вращения с рассекателем и реактивной лопаткой; ж — то же, схема работы механизма секторного вращения; з — среднеструйный аппарат с реактивной лопаткой и качающимся клиновидным дефлектором; и — то же, схема работы (вверху — вход в струю, внизу — выход); к — дальнеструйный аппарат с турбинкой; л — короткоструйная дефлекторная насадка; м — то же, схема работы (вверху — вход в струю, внизу — выход); н — короткоструйный аппарат с турбинкой; о — короткоструйная дефлекторная насадка; п — вал; 1 — вал; 2 — коническое колесо; 3 — коническое колесо; 4 — водомерное устройство; 5 — коробка; 6 — ручка; 7 — рычаг; 8 — корпус; 9 — крышка; 10 — палец; 11 — храповая собачка; 12 — ось; 13 — переключатель; 14 — колесо; 15 — труба; 16 — выпрямитель; 17 — кривошип; 18 — конфузор; 19 — большое сопло; 20 — большой клапан; 21 — пружина; 22 — рычаг; 23 — лопатка (рассекатель); 24 — малый клапан; 25 — малое сопло; 26 — упор; 27 — накладка; 28 — корпус тормоза; 29 — упор; 30 — пружина; 31 — регулировочный болт; 32 — упорный подшипник; 33 — храповое колесо; 34 — стакан; 35 — корпус стакана; 36 — манжета; 37 — переходный патрубок; 38 — кулисный механизм; 39 — ствол; 40 — червяк; 41 — червячное колесо; 42 — шестерня; 43 — карданный вал; 44 — возвратная пружина; 45 — ось; 46 — коромысло; 47 — реактивная лопатка; 48 — штуцер; 49 — уплотнительная пружина; 50 — упорное кольцо; 51 — стержень; 52 — винт; 53 — качающийся клиновидный дефлектор; 54 — кривошип; 55 — соединительная трубка; 56 — турбинка; 57 — шатун; 58 — реверс; 59 — толкатель; 60 — фиксатор; 61 — планка; 62 — отверстие в диафрагме; 63 — дефлектор; 64 — воронка.

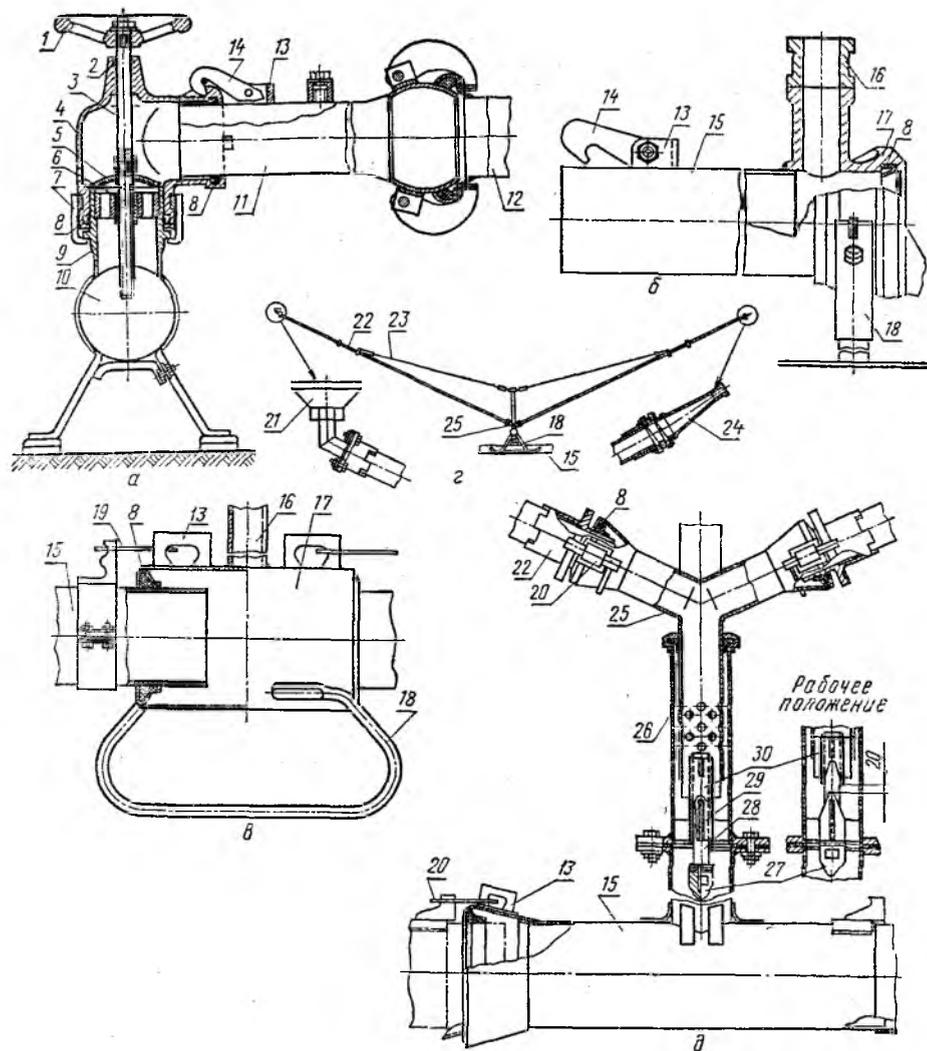


Рис. 112. Переносные дождевальные установки и карусельные дождеватели:

а — гидрант с колонкой; *б* — секция трубопровода со стойкой; *в* — соединение полиэтиленовых труб муфтой; *г* — карусельный дождеватель; *д* — то же, в разрезе; 1 — маховик; 2 — манжета; 3 — шток; 4 — корпус переносной колонки; 5 — клапан; 6 — винт; 7 — замок; 8 — манжета; 9 — корпус гидранта; 10 — распределительный трубопровод; 11 — присоединительный патрубок; 12 — рабочий трубопровод; 13 — скелет; 14 — крючок; 15 — труба; 16 — патрубок для присоединения дождевального аппарата; 17 — муфта; 18 — стойка; 19 — хомут с крючком; 20 — соединительная петля; 21 — короткоструйная насадка; 22 — стол; 23 — растяжка; 24 — сопло; 25 — корпус; 26 — стойка основания; 27 — упорная гайка; 28 — направляющий палец; 29 — трубка стойки; 30 — направляющая трубка.

провод, а сливные клапаны автоматически выпускают воду из трубопровода. Своим ходом машина перекачивается к соседнему гидранту для полива со следующей позиции. Обычно машина имеет два дождевальных крыла по обе стороны напорного трубопровода, работающие одновременно или попеременно (рис. 113, *а*).

Широкозахватные машины этого типа отличаются простотой конструкции, высокой производительностью (табл. 29), требуют минимального ручного труда (присоединение к гидрантам) и поэтому находят широкое применение при орошении всех сельскохозяйственных культур.

Дальнеструйные дождевальные машины бывают навесные или с собственным двигателем.

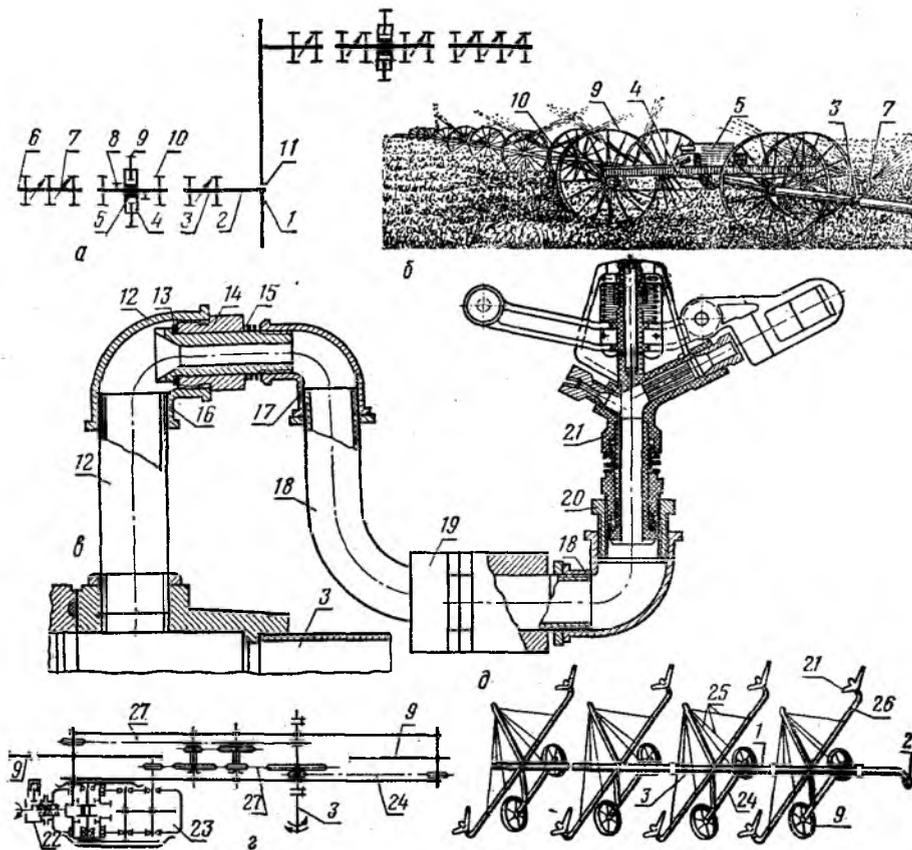


Рис. 113. Самоходные многоопорные дождевальные машины фронтального действия:

с двигателем внутреннего сгорания: *а* — схема; *б* — общий вид; *в* — механизм самоустановки дождевального аппарата; *г* — кинематическая схема приводной тележки; *д* — с электроприводом (общая схема); 1 — оросительный трубопровод; 2 — узел присоединения; 3 — секция трубопровода; 4 — приводная тележка; 5 — двигатель; 6 — концевая заглушка; 7 — дождевальный аппарат с механизмом самоустановки; 8 — тормозной упор; 9 — ведущее колесо; 10 — опорное колесо; 11 — гидрант с колонкой; 12 — стойка; 13 — уплотнительное кольцо; 14 — гайка; 15 — пружина; 16, 17 — угольник; 18 — колено; 19 — противовес; 20 — футорка; 21 — дождевальный аппарат (см. рис. 111, *в*); 22 — двигатель; 23 — реверс-редуктор; 24 — тележки-опоры; 25 — раскосы и расчалки; 26 — открывки; 27 — цепные передачи.

Широко применяют дождевальные машины навесные на трактор (рис. 114). На гусеничном (рис. 114, *а*) или колесном (рис. 114, *в*) тракторе смонтирован центробежный насос 11 с редуктором 32 и приводом от вала отбора мощности трактора через карданный вал 13. Насос имеет трубопровод 10 с всасывающим клапаном и подает воду под давлением в стволы аппарата, которые вращаются по кругу или сектору от механического привода (рис. 111, *а*). Машина оборудована баком 3 (рис. 114), который служит для заполнения всасывающей линии перед пуском и подкормки удобрениями. В баке удобрения, загружаемые через верхнюю горловину, перемешиваются с водой. Для этого на нем установлена рукоятка, которой вращают шнек. В некоторых машинах для заполнения насоса и всасывающей линии используют газоструйный вакуум-аппарат (эжектор), работающий от выхлопных газов двигателя (рис. 114, *б*).

Прицепная дальнеструйная машина устроена так же, как и навесная, но на одноосном прицепе к трактору. От вала отбора мощности через карданный вал приводятся в действие насос и механизм поворота

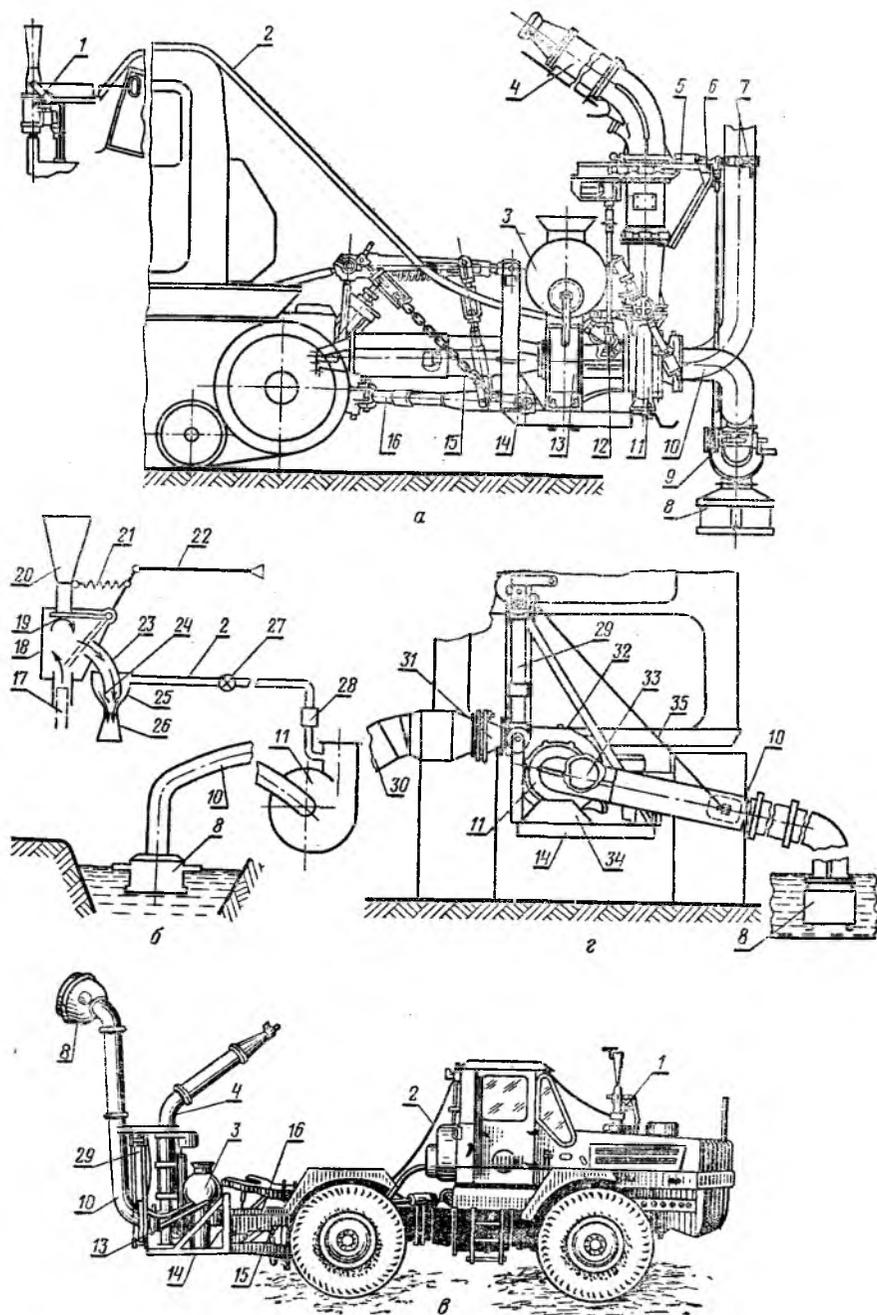


Рис. 114. Дальнеструйные нагесные дождевальные машины:

а — на гусеничном тракторе (общий вид); б — то же, гидросхема с газоструйным вакуум-аппаратом; в — на колесном тракторе (общий вид); г — гидросистема с разборным трубопроводом; 1 — вакуум-аппарат; 2 — вакуумный трубопровод (шланг); 3 — бак для внесения удобрений; 4 — дождевальный аппарат (рис. 111, а, б); 5 — тормоз; 6 — раскос; 7 — хомут; 8 — водозаборник; 9 — лебедка; 10 — всасывающий трубопровод; 11 — насос; 12 — червячный редуктор; 13 — карданный вал с кожухом; 14 — рама; 15 — цепь; 16 — рычаги навесной системы; 17 — выхлопная труба двигателя; 18 — корпус; 19 — заслонка; 20 — выхлопной патрубок; 21 — пружина; 22 — тяга; 23 — колено; 24 — сопло; 25 — камера разрежения; 26 — диффузор; 27 — кран; 28 — клапан; 29 — гидроцилиндр; 30 — разборный трубопровод; 31 — переходник; 32 — редуктор; 33 — заглушка; 34 — кронштейн; 35 — подъемный канат всасывающего трубопровода.

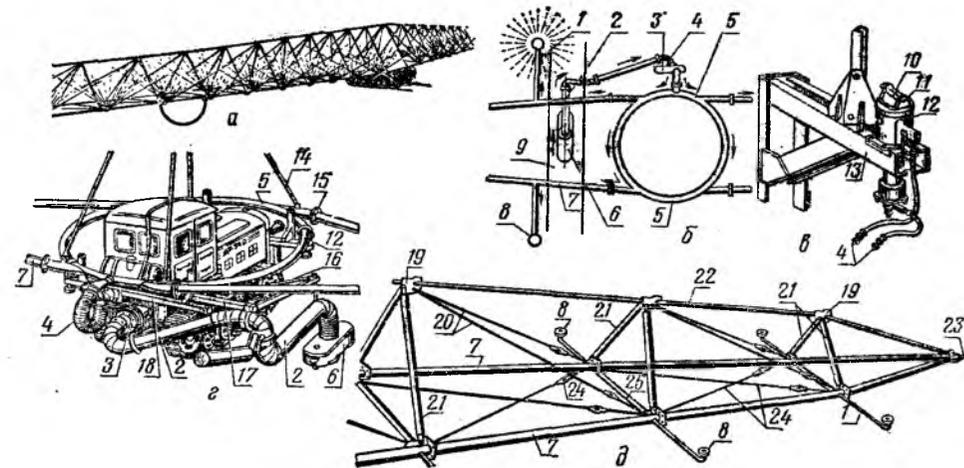


Рис. 115. Двухконсольная короткоструйная дождевальная машина:

а — общий вид в работе; б — схема движения воды в машине; в — рама с гидродомкратом; г — центральная часть; д — ферма; 1 — открылки; 2 — всасывающая труба; 3 — центробежный насос; 4 — шланги; 5 — поворотный круг; 6 — приемный клапан; 7 — водопроводящие трубы нижнего пояса; 8 — боковые дефлекторные насадки; 9 — ороситель; 10 — ролики; 11 — скобы; 12 — гидродомкрат; 13 — рама центральной части; 14 — центральные стойки; 15 — фланец; 16 — стрела; 17 — консольная балка; 18 — задняя балка; 19 — фасонка; 20 — раскосы; 21 — стойки; 22 — стержни верхнего пояса; 23 — концевая насадка; 24 — растяжки; 25 — распоры.

дождевального аппарата. Дальнеструйные машины с расходами воды более 100 л/с бывают на самоходных шасси или прицепные.

Машины, работающие в движении. Основа двухконсольной машины — двухконсольная ферма (рис. 115, д), установленная на гусеничный трактор (рис. 115, а). Ферма имеет два нижних водопроводящих пояса 7 и один верхний трубчатый пояс 22, связанные раскосами 20. На нижних водопроводящих поясах 7 установлены трубчатые открылки 1 с дефлекторными насадками 8.

Для опоры на трактор и поворота ферма имеет поворотный круг 5 (рис. 115, б, в) из труб. Ферма поворотным кругом опирается на ролики 10 четырех гидравлических цилиндров-домкратов 12, установленных на раме центральной части машины. Раздельное управление домкратами каждой стороны позволяет выравнять положение консолей при поперечных наклонах трактора и продольных наклонах при транспортировании. Во время транспортировки машины по дорогам ферму поворачивают на роликах 10 домкратов.

Воду забирают из оросителя 9 через плавучий приемный клапан 6 центробежным насосом 3, смонтированным на машине. Вода по трубе, образующей поворотный круг 5, поступает в трубы 7 нижних поясов фермы, открылки 1 и разбрызгивается короткоструйными насадками 8 и концевыми насадками 23.

Для заливки воды во всасывающую трубу применяют эжекционную систему, работающую от выхлопных газов двигателя трактора.

В комплект двухконсольных машин входят подкормщики и опрыскиватели. Гидроподкормщик устанавливают на отдельной платформе с приводом от ведущего вала трактора. Из бункера подкормщика удобрения поступают на вращающийся тарельчатый дозатор, откуда сбрасываются в смесительный бак с водой. В баке игольчатый клапан с поплавком поддерживает определенный уровень воды. Удобрения, перемешанные с водой, поступают в водопроводящие трубы и разбрызгиваются насадками вместе с оросительной водой.

Для того чтобы использовать дождевальные двухконсольные машины как опрыскиватели, на машине устанавливают систему опрыскивания, состоящую из бака для ядохимикатов и насоса для подачи их к насадкам.

Самоходные многоопорные машины кругового действия имеют трубопровод 3 (рис. 116), движущийся по кругу, центром которого является неподвижная опора (рис. 116, г) с гидрантом сборного трубопровода. На секциях трубопровода 3 расположены среднеструйные дождевальные аппараты кругового действия (рис. 111, в), а на внешнем консольном конце трубопровода — дальнеструйный аппарат секторного действия для полива углов поля вне сферы действия среднеструйных аппаратов.

Для обеспечения равномерного полива среднеструйные аппараты имеют различные расходы в зависимости от расстояния до оси вращения трубопровода.

Водопроводящий трубопровод 3 установлен на самоходных опорах-тележках (рис. 116, б, в). Система тросовых растяжек в горизонтальной и вертикальных плоскостях обеспечивает жесткость конструкции. Рама 23 каждой тележки (рис. 116, в) опирается на два колеса 14 с зацепами 10. На поперечине рамы крепится фланцами основной трубопровод 3. Вода из трубопровода под напором поступает через шланг 5 в регулятор скорости, пропускающий регулируемый расход воды в шланг, и через клапан-распределитель 18 в гидроцилиндр 1. Под давлением воды, направляемой и сливаемой клапаном-распределителем гидроцилиндр 1

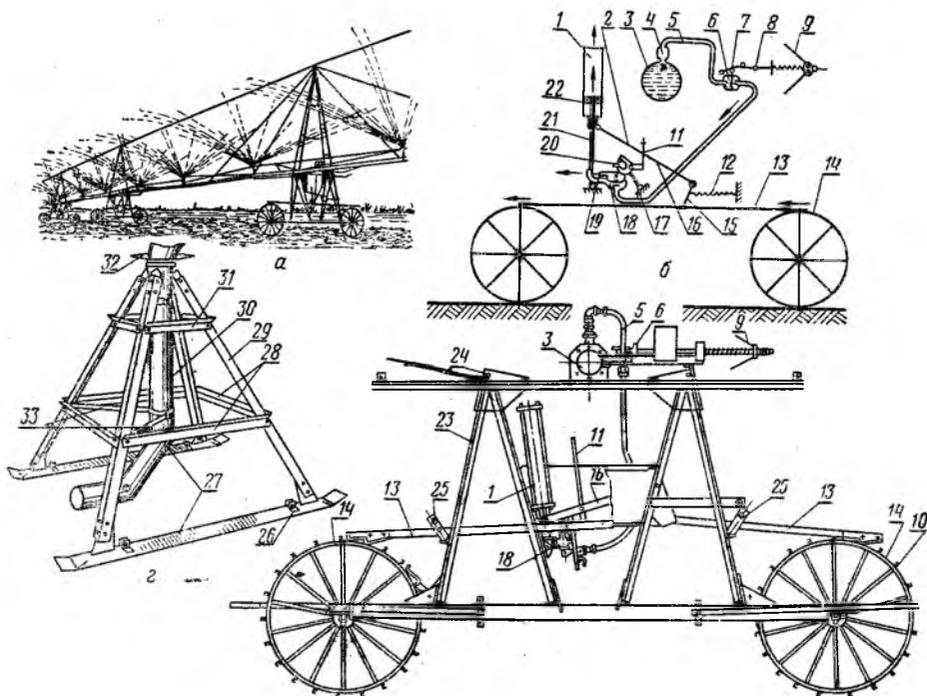


Рис. 116. Самоходная многоопорная дождевальная машина кругового действия:

а — общий вид; б — схема гидропривода самоходной опоры-тележки; в — общий вид опоры-тележки; г — центральная неподвижная опора; 1 — гидроцилиндр; 2 — силовой рычаг; 3 — трубопровод машины; 4 — фильтр; 5 — армированный шланг; 6 — дроссельный клапан; 7 — шток дроссельного клапана; 8 — стержень; 9 — тяга механизма синхронизации движения; 10 — зацеп; 11 — тяга; 12 — пружина; 13 — толкатель; 14 — колесо; 15 — двуплечий рычаг; 16 — силовой рычаг; 17 — курковая пружина; 18 — распределительный клапан; 19 — сливное отверстие; 20 — шток клапана распределителя; 21 — шток цилиндра; 22 — поршень; 23 — рама тележки; 24 — точка крепления тросов; 25 — направляющая толкателя; 26 — кронштейны цепи; 27 — полз; 28 — нижняя поперечная балка; 29 — стойка; 30 — патрубок; 31 — верхняя балка; 32 — лоток; 33 — кронштейн.

совершает возвратно-поступательные движения по шарнирно-закрепленному штоку 21. При движении цилиндра вверх соединенный с ним силовой рычаг 16, поворачиваясь, перемещает толкатели 13 вперед, а последние за зацепы 10 поворачивают колеса 14 на небольшой угол. При движении цилиндра вниз толкатели отходят назад, переходя на следующий зацеп. Непрерывное повторение циклов обеспечивает прерывистое движение опорной тележки. Настройка регуляторов скорости на нужные расходы воды обеспечивает разные скорости тележек, находящихся на различном удалении от центра вращения. Регуляторы скорости всех тележек связаны тросами-тягами 9 с основным трубопроводом и в случае его изгиба скорости тележек автоматически регулируются в зависимости от скорости концевой опоры-тележки, а также может изменяться скорость движения концевой тележки. Для транспортировки машины трактором колеса всех тележек поворачиваются на 90°.

Многоопорные машины кругового действия отличаются высокой производительностью, обслуживают большие площади (табл. 29), могут работать на больших уклонах и орошают любые культуры, что обеспечивает им самое широкое применение.

Таблица 29. Основные параметры дождевальных установок и машин

Параметры	Позиционного действия		Работающие в движении	
	многоопорные фронтального действия	дальнеструйные тракторные	двухконсольные	многоопорные кругового действия
Площадь полива с одной позиции или одновременно орошаемая, га	0,75—1,44	0,75—1,00	0,16—0,29	40—72
Ширина захвата (дальность, м)	400—800	До 50—85	100—120	349—468
Расход воды, л/с	64—120	50—110	100—130	50—100
Напор у насоса (гидранта), МПа	0,40—0,55	0,50—0,65	0,26—0,37	0,67—0,70
Производительность (при поливной норме 300 м³/га), га/ч	0,72—1,40	0,35—1,40	0,90—1,60	До 4
Средняя интенсивность дождя, мм/мин	0,25—0,37	0,20—0,40	1,50—2,50	0,18—0,31
Масса, т	5,43—13,80	0,40—0,80 ¹	9,30—10,50 4,00—4,50 ¹	11—15

¹ Без трактора.

Для орошения овощей и некоторых других культур иногда применяют дождевальные аппараты импульсного действия с периодическим выбросом струи и поворотом ствола на небольшой угол за время каждого выброса. Такие аппараты имеют малую интенсивность полива и требуют подводящих труб меньшего диаметра.

§ 3. Поливные машины

Поливные машины в настоящее время применяют с гибкими поливными трубопроводами из пропитанной резиновой ткани с водовыпусками. Их различают по способу раскладки и собирания трубопроводов — наматывание на вращающийся барабан, послойная укладка, подвеска (рис. 117).

Навесные поливные машины навешивают на колесные тракторы (рис. 117), на которых смонтированы насосные станции. В машинах с намоткой трубопровода барабаны 3 (катушки) (рис. 117, а) установлены с обеих сторон колесного трактора 1 или спереди трактора с приводом от вала отбора мощности.

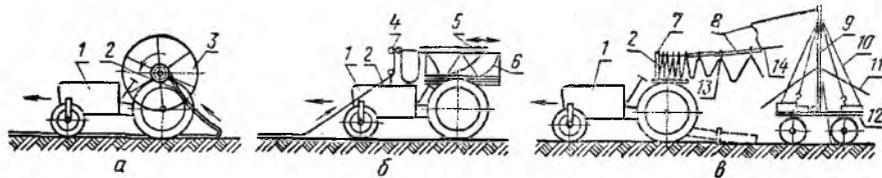


Рис. 117. Схемы навесных поливных машин:

а — с намоткой; б — с послойной укладкой; в — с подвеской гибкого трубопровода; 1 — трактор; 2 — гибкий трубопровод; 3 — барабан (катушка); 4 — приемные валки; 5 — каретка; 6 — контейнер; 7 — стойка; 8 — несущий канат; 9 — телескопическая колонка; 10 — оттяжка; 11 — ванты; 12 — тележка; 13 — кронштейны; 14 — собирающий канат.

Емкость барабанов до 400—500 м гибкого трубопровода диаметром 0,35—0,42 м. Расход до 25 л/с, напор 7,5—5,2 м.

В машинах с *послойной укладкой* трубопровод укладывают в контейнер 6 (рис. 117, б) послойно, пропуская его между приемными валками 4 и валками каретки 5. Каретка совершает возвратно-поступательное движение.

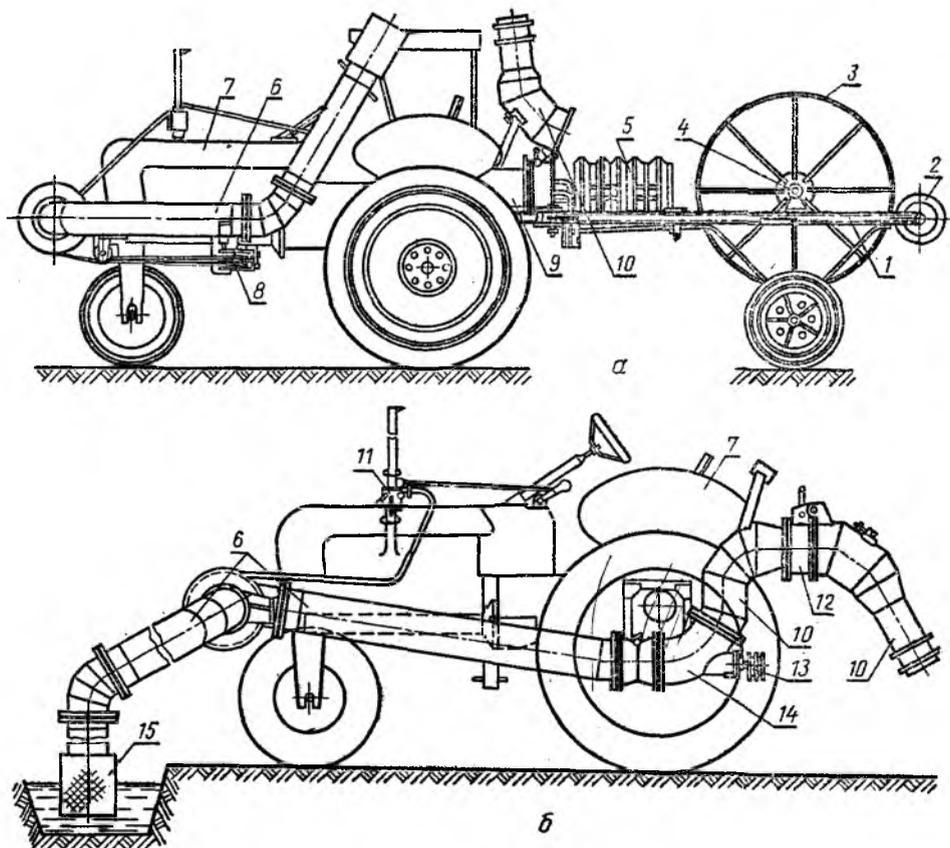


Рис. 118. Прицепная поливная машина:

а — общий вид; б — схема движения воды; 1 — прицепная тележка; 2 — направляющий ролик; 3 — барабан-катушка с гибким трубопроводом; 4 — гидромеханический привод катушки; 5 — соединительные хомуты; 6 — всасывающий трубопровод; 7 — трактор; 8 — механизм подъема труб; 9 — привод насоса; 10 — напорный патрубок; 11 — газоструйный вакуум-аппарат; 12 — обратный клапан; 13 — клиноременная передача привода насоса; 14 — осевой насос; 15 — водозаборник с фильтром.

Контейнер имеет емкость до 600—800 м трубопровода диаметром до 350 мм. Рабочая скорость машин при раскладке и укладке трубопровода 3,5—4 км/ч.

В машинах с *подвесным трубопроводом* на трактор 1 (рис. 117, в) устанавливается стойка 7. На пластмассовых кронштейнах 13 подвешивают гибкий трубопровод, собранный «гармошкой». Трактор имеет на прицепе тележку 12 с телескопической колонкой 9, к вершине которой крепят канаты. Для раскладки трубопровода тележку отцепляют и закрепляют вантами 11 к анкерам. Трактор отходит от тележки, двигаясь поперек борозд, отпуская несущий 8 и собирающий 14 канаты. Когда трубопровод растянут, трактор останавливается около оросителя, и несущий канат вместе с трубопроводом ложится на поверхность почвы. После полива трактор подтягивает к себе тележку, наматывая на лебедку несущий канат, а собирающий канат стягивает гибкий трубопровод к стойке трактора. Ширина захвата гибким трубопроводом до 400 м.

Прицепные поливные машины с наматываемым трубопроводом имеют прицепную шланговую тележку 1 (рис. 118), на которой установлен барабан 3 с гибким трубопроводом. Барабан имеет принудительное вращение от гидромотора 4, работающего от гидросистемы трактора 7. У навесных машин барабан устанавливают на тракторе. Поливные машины оборудуют осевым насосом, работающим от вала отбора мощности через ременную передачу (рис. 118, б) или карданный вал (рис. 118, а) и всасывающей линией 6 с приемным клапаном. Машину устанавливают у канала и присоединяют гибкий трубопровод, предварительно уложенный с наматыванием с барабана поперек поливных борозд.

По окончании полива собирают трубопровод, наматывая на барабан, и переезжают на следующую позицию.

Расход поливных машин 150—185 л/с при напоре 4—5,5 м. Производительность — 0,5 га/ч. Масса 3,5—4 т. Диаметры гибких трубопроводов 0,2—0,4 м. Ширина захвата до 400 м. Агрегируется с тракторами мощностью 21—36 кВт.

§ 4. Машины для подпочвенного орошения

При подпочвенном орошении воду подводят одновременно с рыхлением почвы в междурядьях или непосредственно к корням отдельных растений. Машины для подачи воды под почву в междурядьях имеют рабочий орган рыхлящего действия, напоминающий лапу культиватора-растениепитателя. В рыхлящей лапе есть водоподводящий канал для прохода воды в подпахотный горизонт. При рыхлении почвы и подаче воды поверхность почвы остается сухой и рыхлой, предохраняя от испарения нижележащие слои. С водой вносят минеральные удобрения для подкормки растений.

Машины для подпочвенного орошения питаются водой из открытого оросителя или закрытого напорного трубопровода. По способу питания водой и конструкции есть машины двух типов.

В машинах с *проходным трубопроводом* (рис. 119, а) полиэтиленовый трубопровод 2, у которого по всей длине установлены пружинные водовыпускные клапаны, уложен вдоль пути машины и проходит через водоотъемное нажимное устройство 3, смонтированное на машине. Специальные нажимы открывают пружинные клапаны трубопровода, через которые вода сливается в бак. Из бака вода самотеком по трубам-стойкам попадает в рабочие органы 5 и в подпочвенный горизонт.



Рис. 119. Схемы машин для подпочвенного орошения:

а — с проходным трубопроводом; *б* — с наматываемым трубопроводом; *в* — с гидробурами; 1 — трактор; 2 — гибкий трубопровод; 3 — водоотъемное устройство; 4 — трубы-стойки; 5 — рабочие органы; 6 — поворотный круг; 7 — барабан (катушка); 8 — подвесное устройство; 9 — автоцистерна; 10 — насос; 11 — шланг; 12 — гидробур.

У машины с *наматываемым трубопроводом* (рис. 119, *б*) на трактор ставят барабан 7 большого диаметра с реверсивным приводом от вала отбора мощности трактора.

Трубопровод 2 в зависимости от направления движения машины наматывается на барабан или сматывается с него. Машина питается от гидранта. Из трубопровода вода подается в приемную колонку и далее по шлангам — к рабочим органам 5 и в подпочвенный горизонт.

Машина для подвода воды непосредственно к корням отдельных растений имеет в качестве рабочего органа гидробур 12 (рис. 119, *в*), который заглубляется струей воды и подает воду в подпочвенный горизонт вблизи корневой системы растения. Для питания гидробура водой применяют автоцистерну 9 с насосом 10, работающим от автомобильного двигателя, или передвижную насосную установку. Гидробур используют для орошения садов и виноградников.

§ 5. Перспективные направления развития конструкции машин для орошения

Конструкции новых и модернизированных машин для орошения всех сельскохозяйственных культур в различных условиях создаются по нескольким основным направлениям. Конструируются машины: оборудованные для дождевания и поверхностного полива; оснащенные оборудованием для регулирования водного, теплового, химического и газового режима в почве, растениях и приземном слое воздуха путем внесения с оросительной водой, комплексно или частично пестицидов, инсектицидов, структурообразующих веществ, микроэлементов, минеральных и органических (навозная жижа) удобрений; для капельного, мелкодисперсного, синхронно-импульсного дождевания; автоматизированные для групповой работы дождевателей или поливные для подачи в борозды переменных струй с централизованным программным управлением; повышенной производительности и усовершенствованной конструкции позиционного действия — дальнеструйные с расходом до 1000 л/с и радиусом до 300 м, среднеструйные двухконсольные с вращающейся от реактивных струй фермой, двухконсольные для дождевания мелких участков, дальнеструйные многоопорные фронтального действия; модернизированные с автоматическим управлением короткоструйные, дальнеструйные и многоопорные среднеструйные, работающие в движении и позиционно с питанием от гидрантов закрытой оросительной сети через наматываемые шланги; дальнеструйные дождевательные тракторные, работающие в движении, со стволами вращающимися или невращающимися с турбинными разбрызгивателями и питанием от открытого оросителя или от гидрантов через наматываемые

шланги; шланговые автоматизированные дальнеструйные дождеватели, установленные на двухколесной тележке или лыжах, питаемые и перемещаемые гибкими шлангами, наматываемыми на барабаны с гидроприводом; высокопроизводительные поливные позиционного действия и работающие в движении с жесткими сборными и гибкими поливными трубопроводами и автоматическим или полуавтоматическим управлением.

Использование новых высокопроизводительных, автоматизированных машин приведет к повышению производительности труда операторов-поливальщиков, что позволит в ближайшие 5—10 лет довести объем поливного тока, управляемого одним оператором, до 250 л/с.

Раздел II

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

Глава 10. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

§ 1. Задачи и общий порядок расчета мелиоративных машин

Мелиоративные машины эксплуатируются в самых разнообразных условиях. Движение машины осуществляется по различным грунтам: от неосушенных торфяников и насыпных минеральных грунтов до плотных, с каменистыми и даже скальными включениями и мерзлых грунтов. Таким же разнообразием характеризуются условия обрабатываемой среды: грунты — по типу, плотности, влажности; растительность — по типам, толщине стволов, густоте; искусственные материалы — по форме, консистенции, размерам включений, требуемой плотности.

Разнообразны по размерам, профилям, форме и состоянию строящиеся или обслуживаемые мелиоративные сооружения.

В связи с этим инженеру-механику по эксплуатации мелиоративной техники приходится решать вопросы, связанные с возможностью использования машин в различных условиях, их модернизации, оснащения при необходимости новыми рабочими органами.

К числу таких вопросов относятся: возможность разработки или обслуживания машиной данного сооружения в заданных условиях среды; возможность движения машины по данной поверхности при реальных рабочих нагрузках; устойчивость машины при заданных нагрузках; пригодность базовых машин к агрегатированию с различными видами рабочего оборудования; соответствие мощности двигателя рабочим нагрузкам; необходимое число проходов для выполнения операции и другие.

Для решения этих вопросов необходимо знание методики расчета мощности, тягового расчета, статического расчета, основ динамического расчета машин, производительности, а также определения внешних сил и реакций, действующих на машину.

Зная эти силы и реакции, можно в случае необходимости проверить узлы и детали машин на прочность и долговечность, пользуясь известными методами теоретической механики, сопротивления материалов, деталей машин.

В связи с этим общий порядок расчета мелиоративных машин предусматривает: выбор основных параметров; расчет баланса мощности; тяговый расчет; основы динамического расчета; определение внешних сил и реакций, действующих на машину в рабочем положении; статический расчет; определение производительности.

В настоящей главе приводятся общие методики указанных расчетов, а в последующих главах — особенности проведения их применительно к мелиоративным машинам с рабочими органами различных типов.

§ 2. Выбор основных (общих) параметров мелиоративных машин

Выбор параметров определяется целым рядом факторов: типом и размерами разрабатываемого или обслуживаемого сооружения; агротехническими требованиями к сооружению и качеству выполняемых

работ; типом машины; типом рабочего органа и его кинематикой; расположением рабочего органа по отношению к горизонту, элементам сооружения и направлению движения машины; видом обрабатываемого материала, его свойствами и состоянием; требованиями к дальности и направлению перемещения материалов, его укладке и конечному состоянию; характером взаимодействия рабочего органа и его элементов с обрабатываемой средой; заданной производительностью.

Параметры выбирают одним из следующих способов:

теоретическим расчетом в тех случаях, когда разработана теория рабочего органа и его взаимодействия со средой;

на основании экспериментальных исследований рабочих органов данного или близкого к нему типов и соответствующих рекомендаций, полученных в результате этих исследований;

теоретическим расчетом с использованием полученных экспериментальным путем расчетных коэффициентов;

с применением методов подобия и моделирования на основании параметров уже работающих аналогичных машин, соответствующих или других типоразмеров.

Ниже будет приведена методика выбора основных параметров для машин различных типов одним из указанных способов в зависимости от степени разработки теории соответствующих рабочих органов и результатов их экспериментальных исследований.

§ 3. Особенности расчета баланса мощности мелиоративных машин

Баланс мощности рассчитывают при максимальной рабочей нагрузке.

Мощность привода любой мелиоративной машины с одномоторным приводом N^1 определяют по формуле, кВт:

$$N' = (N_k + N_p + N_n + N_{тр})/\eta_{po} \eta_p + (N_m + N_b + N_n)/\eta_{пер} + N_t/\eta_t + N_d/\eta_d = N_{po}/\eta_{po} \eta_p + N_{пер}/\eta_{пер} + N_t/\eta_t + N_d/\eta_d, \quad (1)$$

где N_k , N_p , N_n , $N_{тр}$ — соответственно мощности, необходимые для отделения обрабатываемого материала с учетом его деформации, разгона обрабатываемого материала, то есть сообщения ему кинетической энергии, подъема обрабатываемого материала, преодоления сопротивлений от трения обрабатываемого материала о поверхность рабочего органа и направляющие поверхности, N_m , N_b , N_n — мощности, необходимые для преодоления полного сопротивления движению машины, с учетом уклона поверхности движения к горизонту (тяговая мощность), буксования движителя, разгона машины до расчетной скорости движения (преодоления сил инерции), кВт; N_t — мощность для привода транспортирующих органов, перемещающих обрабатываемый материал за пределами транспортировки его непосредственно основным рабочим органом, кВт; N_d — суммарная мощность для привода дополнительных устройств, обслуживающих основной рабочий орган или осуществляющих последующие операции (подъемный механизм рабочих органов, привод загрузочных устройств, уплотняющих органов, затворов бункеров, подъема вспомогательных механизмов, регуляторов толщины обрабатываемого или разрабатываемого слоя, механизм соблюдения заданного уклона и др.), работающих одновременно с основным рабочим органом, кВт; η_p , η_{po} , $\eta_{пер}$, η_t , η_d — соответственно к. п. д. рабочего органа, механизмов его привода, передвижения, транспортирующих органов, дополнительных устройств; N_{po} , $N_{пер}$ — соответственно суммарные максимальные мощности активного рабочего органа и передвижения машины.

С учетом колебательного характера вращающего момента и действующих усилий мощность двигателя $N_{дв}$ для предварительного расчета принимают с коэффициентом запаса мощности $k_{зап} = 1,2—1,4$ по формуле, кВт:

$$N_{дв} = k_{зап} N'. \quad (2)$$

Уточненный расчет $N_{дв}$ и $k_{зап}$ приведен в главе 1 § 4.

По формулам (1) и (2) может быть рассчитана мощность двигателя любой мелиоративной машины с одномоторным приводом с учетом особенностей выполняемых ею операций, обрабатываемого материала, числа и типа рабочих и транспортирующих органов.

Формулу (1) в полном виде применяют для расчета баланса мощности машин с одномоторным приводом и активными рабочими органами, имеющими указанные выше транспортирующие и дополнительные устройства. Для машин с пассивными рабочими органами, у которых основная часть мощности используется для преодоления тяговых сопротивлений, $N_{po} = 0$ и мощность на преодоление тяговых сопротивлений рабочего органа входит в N_m . Если рабочий орган комбинированный, то есть состоит из нескольких одновременно работающих активных или активных и пассивных рабочих органов, то соответствующие мощности рассчитывают для каждого из рабочих органов и суммируют.

Для машин с многомоторными электрическими или дизель-электрическими приводами необходимые мощности отдельных двигателей определяют также по формулам (1) и (2), а после подбора двигателей общую установленную мощность машины $N_{уст}$ находят суммированием:

$$N_{уст} = k_{зап} \sum N_i, \quad (3)$$

где N_i — мощность моторов, необходимая для привода отдельных механизмов, кВт.

Рассмотрим общие способы определения составляющих баланса мощности на примере наиболее распространенных землеройно-мелиоративных машин.

Приближенно мощность на копание грунта N_k , кВт [см. форм. (1)] определяют, исходя из известной формулы В. М. Горячкина и работ Н. Г. Домбровского для суммарной касательной составляющей реакции грунта на рабочий орган, кН:

$$\sum R'_k = 10^3 k \sum b_i \delta_i = 10^3 k \sum S_i, \quad (4)$$

где k — удельное сопротивление копанию (удельная сила копания), МПа; b_i , δ_i , S_i — соответственно ширина, толщина (м) и площадь срезаемой стружки (м²) каждого из одновременно копающих элементов.

Уточненный расчет $\sum R'_k$ может быть проведен методами, известными из теории резания грунта по формулам А. Н. Зеленина, Д. И. Федорова, Ю. А. Ветрова и др.

Умножив обе части формулы (4) на длину пути копающего органа $l = \sum l_i$, где l_i — длина отдельных участков пути, и разделив на время копания t , получим:

$$\sum R'_k l/t = k \sum b_i \delta_i l_i / 10^3 t. \quad (5)$$

Левая часть формулы представляет собой работу в единицу времени, то есть мощность N_k (кВт), а правая — произведение удельного сопротивления копанию k (МПа) на объемную производительность Π_T (м³/ч):

$$N_k \cong k \Pi_T / 3,6, \text{ а также } N_k = \sum R'_k v, \quad (6)$$

где v — скорость рабочего органа, м/с.

Формулы (6) дают достаточную для технических расчетов точность (10—15%). Удельное сопротивление копанию k зависит от многих факторов и не является константой грунта. Если k не определены для соответствующих рабочих органов, можно временно пользоваться значениями, полученными для экскаваторов (табл. 30). При работе с обрушением грунта средние значения k снижаются на 25—40%.

Значения k , приведенные в таблице 30, как показывают опыты, действительны при копании грунта стружками толщиной $\delta \geq 3$ см.

Т а б л и ц а 30. Средние значения удельного сопротивления копанию

Группа грунтов	1	2	3	4
Число ударов плотномер $C_{уд}$	1—4	5—8	9—15	16—34
k , МПа	0,012—0,065	0,058—0,130	0,120—0,200	0,180—0,300

Значительная часть мелиоративных машин с активными рабочими органами копает грунт стружками меньшей толщины, при которых возрастает диспергирование (измельчение) грунта, относительная зона распространения деформации и объем деформированного грунта по отношению к объему стружки. Поэтому сопротивление копанию k (МПа) резко возрастает по гиперболическому закону.

$$k = (0,11 - 0,12) C_{уд} / \delta^\epsilon, \quad (7)$$

где $C_{уд}$ — показатель (число ударов) плотномера ДорНИИ, характеризующее свойства и состояние грунта; δ — толщина стружки, см; ϵ — показатель степени, зависящий от типа грунта, для минеральных $\epsilon = 0,4$, для болотно-торфяных $\epsilon = 0,33$.

По опытным данным удельное сопротивление грунта копанию:

$$k = k_1 (\delta_1 / \delta)^\epsilon k_\psi k_b k_\alpha k_r, \quad (8)$$

где k_1 — общий коэффициент сопротивления копанию для стружки толщиной (табл. 31), δ_1 ; δ — толщина стружки, равная 1 см; δ — фактическая толщина стружки, см; k_ψ , k_b , k_α , k_r — соответственно коэффициенты, зависящие от угла резания ψ , ширины захвата b , угла захвата α , числа ударов плотномер $C_{уд}$ (табл. 31).

Т а б л и ц а 31. Значения коэффициентов для определения k

$C_{уд}$	k_1 , МПа	k_r	ψ°	k_ψ	b , см	k_b	α°	k_α
2	0,08	0,29	30	1,00	9,0	1,04	15	0,79
4	0,16	0,57	46	1,04	10,0	1,00	32	0,68
7	0,285	1,00	56	1,10	13,5	0,92	53	0,70
9	0,37	1,23	60	1,20	18,0	0,89	90	1,00
10	0,41	1,40	85	1,85	—	—	—	—
12	0,49	1,70	—	—	—	—	—	—
14	0,57	1,90	90	2,60	—	—	—	—
16	0,59	—	—	—	—	—	—	—

Мощность, необходимую для разгона грунта N_p (кВт), определяют как приращение кинетической энергии, характеризующее секундную работу разгона грунта по формуле:

$$N_p = mv^2/2 - mv_н^2/2 = \Pi_T \rho v_r^2 / 2 \cdot 3,6 \cdot 10^6, \quad (9)$$

где m — масса грунта, разгоняемая в час, кг/ч; v и $v_н$ — соответственно конечная и начальная скорости частиц грунта $v = v_r$, $v_н = 0$, м/с; v_r — скорость грунта, зависящая от типа и кинематики рабочего органа; Π_T — техническая производительность, м³/ч; ρ — плотность грунта, кг/м³ (табл. 32).

Мощность, необходимую для подъема грунта $N_{п}$ (кВт), определяют исходя из работы на подъем объема грунта, перемещаемого за одну секунду, по формуле:

$$N_{п} = \Pi_T \gamma_r h_{под} / 3,6 \cdot 10^6, \quad (10)$$

где $h_{под}$ — необходимая высота подъема, м. Определяют для каждого типа рабочего органа, исходя из профиля сооружения.

Мощность, необходимую для преодоления сопротивления трения грунта о поверхность рабочего органа, направляющего кожуха или

Таблица 32 Основные свойства грунтов

Показатели	Грунт	
	болотно-торфяной	песок
Коэффициент разрыхления k_p	1,20—1,30	1,08—1,17
Показатель плотности ДорНИИ (при естественной влажности грунта) $C_{уд}$	1—5	1—4
Плотность ρ , кг/м ³	600—1200	1500—1700
Удельный вес грунта в естественном состоянии γ_r , Н/м ³	5870—11 700	14 700—16 700
Коэффициент трения грунта по грунту f_r	0,9—1,0	0,4—0,7
Коэффициент трения грунта по металлу f	0,1—0,5	0,4—0,5

поверхность забоя $N_{тр}$ (кВт), находят как секундную работу на длине поверхности трения по формуле:

$$N_{тр} = \Pi_T \gamma_r l_{тр} f_i / 3,6 \cdot 10^6, \quad (11)$$

где $l_{тр}$ — длина проекции поверхности трения на плоскость перемещения, м. Определяют исходя из кинематики и типа рабочего органа; f_i — коэффициент трения грунта о соответствующую поверхность трения (табл. 32).

Мощность, необходимая для преодоления полного сопротивления движению машины N_m , кВт:

$$N_m = F' v_p / 3,6 \cdot 10^3, \quad (12)$$

где F' — суммарное тяговое сопротивление, кН; v_p — рабочая скорость движения машины, м/ч.

Мощность, затрачиваемая на буксование движителя N_b (кВт), вычисляют по формуле:

$$N_b = F' (v_p - v_{рд}) 3,6^{-1} \cdot 10^{-3} = F' v_p k_b 3,6^{-1} \cdot 10^{-3}, \quad (13)$$

где v_p и $v_{рд}$ — соответственно расчетная и действительная рабочие скорости движения машины, м/ч; k_b — коэффициент буксования, $k_b = 100 (v_p - v_{рд}) / v_p$, %.

На минеральных увлажненных грунтах при нормальной работе гусеничного движителя допустимое значение $k_b = 8-10\%$, на болотно-торфяных гусеничного $k_b \leq 15\%$, колесного движителя $k_b \leq 20-25\%$.

Мощность, необходимую для разгона машины (преодоления сил инерции) N_n (кВт), находят по формуле:

$$N_n = F'_n v_p 3,6^{-1} \cdot 10^{-6} \cong x' G v_p^2 (g t_p 12,76)^{-1} 10^{-9}, \quad (14)$$

где F'_n — сопротивление от преодоления сил инерции при разгоне, Н; v_p — рабочая скорость, м/ч; x' — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс трансмиссии и двигателя, $x' = 1,1-1,3$; G — сила тяжести машины, Н; g — ускорение свободного падения, м/с²; t_p — время разгона, $t_p = 3-4$ с.

Мощности N_T и N_d , необходимые для привода транспортирующих органов и дополнительных устройств, определяют по известным формулам в зависимости от типа этих органов.

Для ориентировочных расчетов:

$$N_d = x_0 10^{-2} (N_{ро} + N_{пер} + N_T), \quad (15)$$

где $x_0 = 5-7$.

Удельную установочную мощность $N_{уд}$, приходящуюся на единицу производительности (кВт/ед), вычисляют по формулам:

$$N_{уд} = N_{дв} \Pi^{-1} \text{ или } N_{уд} = N_{уст} \Pi^{-1}, \quad (16)$$

где Π — часовая производительность в принятых единицах измерения часовой производительности.

Грунт				
супесь	суглинок	тяжелый суглинок	глина	тяжелая глина
1,10—1,20 3—12	1,14—1,28 5—10	1,24—1,32 9—18	1,24—1,30 14—19	1,26—1,32 18—24
1500—1900 14 700—18 600	1600—1750 15 700—17 100	1750—1900 17 100—18 600	1800—1900 17 600—18 600	1900—2000 18 600—19 600
0,4—0,7 0,4—0,5	0,7—0,8 0,5—0,6	0,7—0,8 0,5—0,6	0,8—1,0 0,6—0,7	0,8—1,0 0,6—0,7

§ 4. Основы динамического расчета мелиоративных машин

Нагрузки, действующие на узлы и элементы мелиоративных машин, по характеру действия делятся на постоянные (статические) и переменные (динамические). Постоянные нагрузки не изменяются с течением времени или изменяются очень медленно, переменные же имеют, как правило, колебательный характер и часто со значительными амплитудами и частотой. Последние возникают главным образом вследствие неоднородности физико-механических свойств рабочей среды, периодического расположения режущих и отбрасывающих элементов, неуравновешенности рабочих органов и др.

Переменные нагрузки можно разделить на динамические при установившемся (рабочем) режиме и при неустановившихся режимах (при разгоне и стопорении машины или рабочего органа).

Типичная осциллограмма вращающего момента в трансмиссии мелиоративной машины при установившемся режиме имеет вид кривой колебательного процесса (рис. 120, а) со случайными значениями амплитуд и примерно постоянными значениями периодов колебания при постоянной средней величине $T_{ср}$.

Оценку нагруженности таких процессов эффективнее всего осуществлять при помощи методов теории случайных процессов. При этом используют три характеристики: математическое ожидание (среднее) процесса, корреляционную функцию процесса и его спектральную плотность. Корреляционная функция дает возможность оценить случайный процесс по частоте (следать частотный анализ) и по

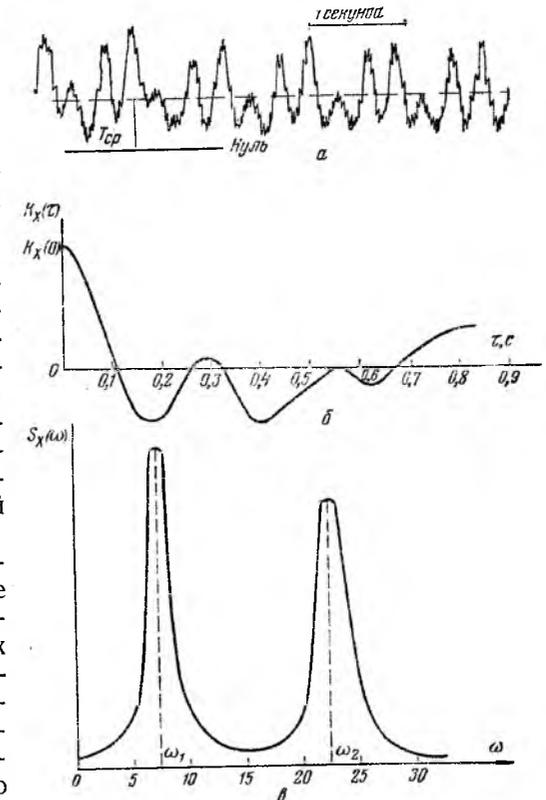


Рис. 120. Оценка неравномерности вращающего момента в трансмиссии мелиоративной машины:

а — типичная осциллограмма; б — корреляционная функция; в — спектральная плотность.

В формуле (18): $\bar{\Phi}(iv)$; $\Phi'(iv)$ — сопряженная и транспонированная матрицы соответственно основной матрице частотных характеристик системы $\Phi(iv)$:

$$\Phi(iv) = \begin{pmatrix} \Phi_{1-1}(iv) & \Phi_{1-2}(iv) & \dots & \Phi_{1-d}(iv) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \Phi_{z-1}(iv) & \Phi_{z-2}(iv) & \dots & \Phi_{z-d}(iv) \end{pmatrix}, \quad (22)$$

где $\Phi_{1-1}(iv)$, $\Phi_{1-2}(iv)$... — частотные характеристики динамической системы по нагрузке для первого элемента привода от первого, второго и последующих воздействий; для других элементов привода от второго до z -го частотные характеристики являются аналогичными; $i^2 = -1$.

После определения спектральной плотности нагрузки определяют амплитудное значение вращающегося момента. Например, для первого элемента, Н·м:

$$T_a \cong 1,25 \sqrt{\left[\int_0^\infty \Gamma'_{1-1}(v) + \int_0^\infty \Gamma'_{1-2}(v) + \dots + \int_0^\infty \Gamma'_d(v) \right] dv}, \quad (23)$$

Для других элементов привода T_a определяют аналогично. Требуемую мощность (кВт) дизеля можно определить, пренебрегая изменением угловой скорости коленчатого вала по формуле:

$$N = 10^{-3} (T_{cp} + T_a) \omega_n, \quad (24)$$

где ω_n — номинальная угловая скорость вала двигателя, c^{-1} .

Рассмотрение механической характеристики дизеля показывает, что она состоит из четырех характерных участков с различными закономерностями изменения вращающегося момента в функции угловой скорости коленчатого вала ω ; это надо учитывать для определения динамических нагрузок при неустановившихся режимах, особенно при стопорении рабочего органа (встреча с препятствием).

Во всех четырех диапазонах характеристика дизеля может быть принята линейной и описывается следующими уравнениями:

для диапазона регулятора

$$T_{дв} = T_n \frac{\omega_x + \omega}{\omega_x - \omega_n}, \quad (25)$$

для диапазона перегрузки

$$T_{дв} = T_n \left[1 + (k_n - 1) \frac{\omega_n - \omega}{\omega_n - \omega_m} \right], \quad (26)$$

где k_n — коэффициент приспособляемости дизеля по моменту,

для диапазона вынужденной остановки

$$T_{дв} = k_n T_n \frac{\omega - \omega_0}{\omega_m - \omega_0}, \quad (27)$$

для диапазона принудительного холостого хода

$$T_{дв} = 8 \cdot 10^{-6} VC (\omega - \omega_x), \quad (28)$$

где V — рабочий объем цилиндров двигателя, л; C — постоянный коэффициент разных дизелей; ω_x , ω_n , ω_0 — соответственно угловые скорости при холостом ходе, при максимальном и нулевом вращающемся моменте вала двигателя, c^{-1} ; $T_{дв}$, T_n — соответственно текущее и номинальное значения вращающегося момента двигателя.

Для определения максимальных динамических нагрузок, возникающих при стопорении, пользуются расчетными схемами (рис. 121), но с добавлением одной связи между рабочим органом и забоем, масса которого равна бесконечности.

§ 5. Определение внешних сил, действующих на рабочий орган и мелиоративную машину в рабочем положении

Определение внешних сил и реакций необходимо для тягового и статического расчетов, выбора ходового оборудования и оценки проходимости машины, а также расчетов на прочность.

Любая мелиоративная машина в рабочем положении испытывает различные сопротивления движению рабочего органа со стороны обрабатываемой среды, а также сопротивления передвижению машины. Эти сопротивления зависят от свойств и состояния обрабатываемой среды, типа рабочего органа, его кинематики, положения по отношению к горизонту и элементам сооружения, геометрии его элементов, состояния поверхности, степени затупления, скорости взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой, скорости рабочего перемещения машины, вида и состояния поверхности, по которой перемещается машина, конструкции ее ходового аппарата и подвески, удельных давлений на поверхность перемещения и их распределения вдоль опорной поверхности, способа агрегатирования базовой и рабочей машины и других факторов.

Несмотря на разнообразие сопротивлений, каждая мелиоративная машина во время работы подвергается действию активных и реактивных внешних сил, которые при значительном диапазоне их изменения по величине и направлению образуют некоторую систему, общую для всех мелиоративных машин.

К числу активных сил (рис. 122) относятся силы тяжести базовой машины G_b и навесного или полунавесного оборудования G_m , приложенные в центрах массы; касательная сила тяги F_k , действующая в плоскости контакта ходового оборудования с поверхностью, по которой перемещается машина; ее определяют по формуле:

$$F_k = T_{дв} i_T \eta_T r_k^{-1}, \quad (29)$$

где $T_{дв}$ — вращающий момент двигателя кН·м; i_T — передаточное число трансмиссии от двигателя к движителю базовой машины на соответствующей передаче; η_T — к.п.д. трансмиссии; r_k — рабочий радиус колеса или ведущей звездочки, м.

Когда касательная сила тяги $F_{к.сц}$ (кН) ограничена условиями сцепления движителя с грунтом,

$$F_{к.сц} = G_{сц} k_{сц}, \quad (30)$$

где $G_{сц}$ — сцепной вес машины, равный суммарной вертикальной реакции R_1 грунта на ведущие элементы движителя, кН; $k_{сц}$ — коэффициент сцепления (табл. 33).

Т а б л и ц а 33. Средние значения коэффициентов сопротивления движению и сцепления

Грунт	Коэффициенты сопротивления передвижению			Коэффициент сцепления $k_{сц}$	
	гусеничные машины f_m	колесные машины f_m	лыжи f_m	гусеничные машины	колесные машины
Торфяное болото	0,10—0,30	0,20—0,30	0,7—0,9	0,15—0,90	0,1—0,6
Песок	0,10—0,15	0,16—0,20	0,4—0,6	0,40—0,50	0,3—0,4
Супесь	0,07—0,12	0,04—0,18	0,4—0,6	0,60—1,00	0,4—0,7
Суглинок	0,08—0,15	0,12—0,20	0,4—0,7	0,70—0,80	0,5—0,7
Суглинок тяжелый и глины	0,07—0,15	0,03—0,20	0,4—0,7	0,90—1,00	0,7—0,8
Стерня	0,08—0,09	0,07—0,10	—	0,70—0,90	0,6—0,7
Дуг влажный скошенный, залеж	0,07—0,08	0,09—0,10	—	0,80—0,90	0,6—0,7
Свежевспаханное поле	0,10—0,12	0,17—0,18	—	0,60—0,80	0,4—0,5

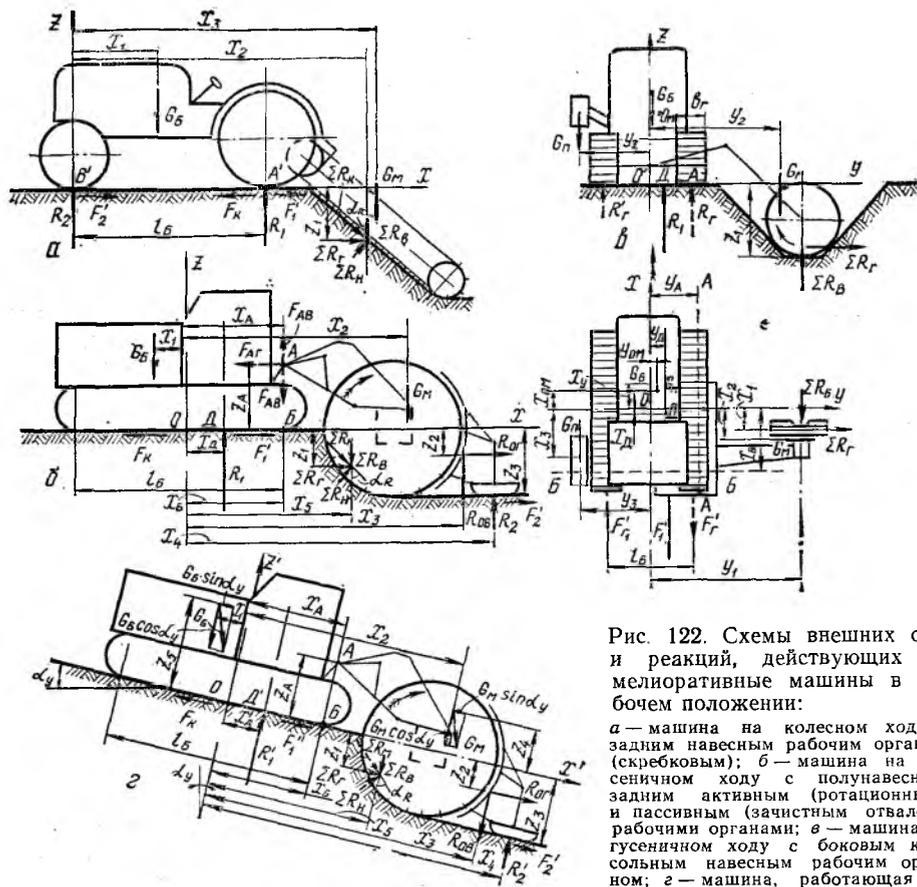


Рис. 122. Схемы внешних сил и реакций, действующих на мелиоративные машины в рабочем положении:
 а — машина на колесном ходу с задним навесным рабочим органом (скребковым); б — машина на гусеничном ходу с полунавесным задним активным (ротационным) и пассивным (зачистным отвалом) рабочими органами; в — машина на гусеничном ходу с боковым консольным навесным рабочим органом; г — машина, работающая на значительном продольном уклоне.

Реактивные силы рассмотрим на примере наиболее распространенных землеройно-мелиоративных машин.

К числу реактивных сил относятся: ΣR (рис. 123, е) — суммарное сопротивление грунта копанию активным рабочим органом; R_0 (рис. 123, ж) — суммарное сопротивление грунта копанию пассивным рабочим органом, зачистным отвалом и бермообразователем; R_1 — суммарная нормальная к поверхности движения составляющая реакции грунта на ходовое оборудование навесной машины и R_2 — дополнительной опоры (для полунавесной машины); F'_1 и F'_2 — суммарные составляющие реакции грунта, действующие в плоскости перемещения соответственно для базовой машины и дополнительной опоры (рис. 122, б, г).

Для базовой машины на колесном ходу R_1 , R_2 и F'_1 , F'_2 — соответственно суммарные составляющие реакции грунта на колеса задней и передней осей (рис. 122, а).

Методика определения величины и направления реактивных сил является общей для всех мелиоративных машин.

В общем случае ΣR (кН) определяют (рис. 123, е) как геометрическую сумму трех составляющих, образующих пространственную систему сил по формуле:

$$\Sigma R = \sqrt{(\Sigma R_k)^2 + (\Sigma R_n)^2 + (\Sigma R_6)^2}, \quad (31)$$

где ΣR_k , ΣR_n и ΣR_6 — соответственно касательная, нормальная и боковая составляющие, кН.

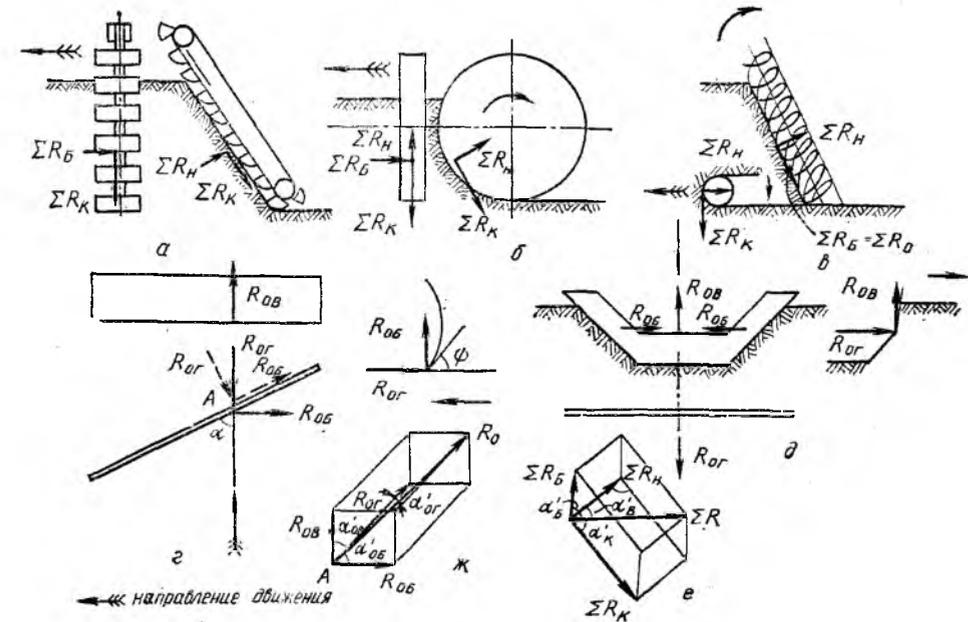


Рис. 123. Схемы реактивных сил, действующих со стороны грунта на рабочие органы землеройно-мелиоративных машин:

а — многоковшовых и скребковых; б — ротационных; в — шнековых; г — с косыми отвалами; д — с профильными отвалами; е — пространственная схема составляющих ΣR ; ж — пространственная схема составляющих R_0 .

ΣR_k (рис. 123, а, б, в) направлена по касательной к траектории копающих элементов и обратна направлению их движения. Обычно ΣR_k в процессе работы изменяет свою величину в результате изменения положения элементов рабочего органа по отношению к обрабатываемой среде. Среднее ее значение, кН:

$$\Sigma R_k = T_{po} r^{-1} = N_{po} (2\pi nr)^{-1} = N_{po} v^{-1}, \quad (32)$$

где T_{po} — вращающий момент, кН·м; r — радиус точки приложения реакции по отношению к оси вращения рабочего органа или ведущего элемента, м; N_{po} — определяют по формуле (1), кВт; n — частота вращения рабочего органа или ведущего элемента, с⁻¹; v — окружная скорость точек на радиусе r , м/с.

ΣR_n направлена по нормали к траектории копающих элементов в плоскости их движения и перпендикулярна касательной составляющей. Направление ее определяется соотношением внешних сил и реакции. ΣR_n вычисляют по формуле, кН:

$$\Sigma R_n = \epsilon_0 \Sigma R_k, \quad (33)$$

где ϵ_0 — коэффициент, определяемый опытным путем для рабочих органов различных типов.

ΣR_6 (рис. 123, а, б, в) — сопротивление перемещению рабочего органа в плоскости, перпендикулярной к плоскости перемещения копающих элементов или параллельной оси вращения рабочего органа (рис. 123, в); направлена обратно направлению перемещения рабочего органа или копающих элементов. ΣR_6 определяют для каждого типа рабочего органа. Для рабочих органов, перемещающихся в плоскости движения копающих элементов, $\Sigma R_6 = 0$, для симметричных сдвоенных рабочих органов горизонтальные проекции боковых составляющих взаимно уравновешиваются.

Точку приложения составляющих (рис. 123, а, в) находят для каждого типа рабочих органов.

Зная ΣR_K , ΣR_H , ΣR_B , являющихся сторонами параллелепипеда (рис. 123, е), можно определить направление равнодействующей ΣR как диагонали, которое определяется углами:

$$\alpha'_K = \arccos(\Sigma R_K / \Sigma R); \alpha'_H = \arccos(\Sigma R_H / \Sigma R); \alpha'_B = \arccos(\Sigma R_B / \Sigma R). \quad (34)$$

Суммарное сопротивление копанию грунта пассивным рабочим органом R_0 (кН) (рис. 123, ж) определяется как геометрическая сумма трех составляющих, образующих пространственную систему сил по формуле:

$$R_0 = \sqrt{R_{0B}^2 + R_{0Г}^2 + R_{0К}^2}, \quad (35)$$

где $R_{0Г}$, R_{0B} , $R_{0К}$ — соответственно составляющие в плоскости движения, нормальная к ней и боковая, кН (рис. 123, з, д).

Составляющую $R_{0Г}$, кН (действует обратно направлению движения) вычисляют для прямолинейных отвалов по известным формулам расчета бульдозеров как сумму сопротивлений от копания грунта, перемещения призмы волочения, подъема грунта вверх по отвалу, движения грунта вдоль отвала:

$$R_{0Г} \cong 10^{-1} k_0 b \delta \sin \alpha + 10^{-3} l_0 h_0 \gamma_r [f_r \sin \alpha (2k_{np})^{-1} + f \cos^2 \psi_0 + f_r f \cos \alpha (2k_{np})^{-1}], \quad (36)$$

где k_0 — удельное сопротивление копанию отвалом, МПа. При угле резания $\psi_0 = 45^\circ - 60^\circ$ $k_0 = 0,07; 0,11; 0,17$ соответственно для минеральных грунтов 1, 2 и 3-й групп; b, δ — ширина и толщина срезаемой стружки, см; α — угол захвата отвала, град; l_0, h_0 — длина (периметр) и высота отвала, м; γ_r — удельный вес грунта, Н/м³ (табл. 32); f_r, f — коэффициент трения соответственно грунта по грунту, грунта по металлу (табл. 32); k_{np} — коэффициент объема призмы волочения, зависящий от связности и коэффициента разрыхления, а также отношения h_0/l_0 ; для $h_0/l_0 = 0,15; 0,3; 0,45$ соответственно $k_{np} = 0,75; 0,78; 0,85$ (связные грунты) и $k_{np} = 1,15; 1,20; 1,50$ (несвязные грунты); ψ_0 — угол резания отвала.

Определение $R_{0Г}$ по формуле (36) приближенное, так как сопротивление суммируются без учета их взаимного влияния. Теоретическое определение $R_{0Г}$ может быть выполнено исходя из аналитического исследования процесса копания грунта отвалом.

Для трапецидальных зачистных отвалов (рис. 123, д), копающих грунт главным образом на дне канала при свободном резании стружки треугольного поперечного сечения, кН

$$R_{0Г} \cong (0,35 - 0,8) 10^{-3} k_0^{1/4} b_d^2 \operatorname{ctg} \alpha_K, \quad (37)$$

где b_d — ширина канала по дну, м; α_K — угол наклона откоса канала к горизонту, град; $k_0 = 0,06 - 0,08$ МПа.

Составляющую R_{0B} (рис. 123, з) с достаточной точностью определяют из условия, что равнодействующие R_{0B} и $R_{0Г}$ перпендикулярны к касательной отвала в нижней точке:

$$R_{0B} = R_{0Г} \operatorname{ctg} \psi_0. \quad (38)$$

Боковую составляющую $R_{0К}$ из того же условия определяют по формуле:

$$R_{0К} = R_{0Г} \operatorname{ctg} \alpha_0. \quad (39)$$

Для симметричного трапецидального отвала (рис. 123, д), зачищающего откосы и дно канала, после прохода активных рабочих органов боковые составляющие уравновешиваются. В формуле (36) $\alpha = 90^\circ$, l_0 — длина периметра поперечного сечения канала.

А — точку приложения R_0 для симметричного трапецидального зачистного отвала (рис. 123, з) можно условно принимать по высоте одной трети H_K от дна канала глубиной H_K .

Направление R_0 определяют (рис. 123, ж) углами

$$\alpha'_{0Г} = \arccos(R_{0Г} R_0^{-1}); \alpha'_{0B} = \arccos(R_{0B} R_0^{-1}); \alpha'_{0К} = \arccos(R_{0К} R_0^{-1}).$$

Для бермоочистителей, кавальероразравнивателей, планировщиков с косыми отвалами точку А приложения R_0 (рис. 123, з) находят, как указано в главе 17. В рабочем положении для большинства мелиоративных машин угол наклона поверхности движения к горизонту (рис. 122, з) $\alpha_y < 5 - 10^\circ$, $\cos \alpha_y \cong 1$, а $\sin \alpha_y = \operatorname{tg} \alpha_y = i$ весьма мал, что позволяет для инженерных расчетов определять опорные реакции, считая, что $\alpha_y \cong 0$, то есть на горизонтальной поверхности (рис. 122, а, б, в).

Суммарные составляющие реакций грунта на гусеничное ходовое оборудование (кН) R_1 и дополнительную опору R_2 и F'_1 и F'_2 или соответственно реакции на колеса находят из уравнений равновесия базовой машины с рабочим органом в рабочем положении при максимальной нагрузке. Для машины на колесном ходу с задним навесным активным рабочим органом (рис. 122, а) R_1 и R_2 определяют из уравнений равновесия $\Sigma Z = 0$ и $\Sigma M_B = 0$:

$$R_1 = (G_0 x_1 + \Sigma R_B x_2 - \Sigma R_r z_1 + G_M x_3) l_0^{-1}; \quad R_2 = G_0 - R_1 + G_M + \Sigma R_B, \quad (40)$$

где ΣR_B и ΣR_r — соответственно нормальная и параллельная к плоскости движения проекции составляющих ΣR_K и ΣR_B , определяемых по формулам (4) и (33); G_0 и G_M — силы тяжести базовой машины и навесного оборудования, кН; x_1, x_2, x_3, z_1 — плечи сил по отношению к точке В¹.

$$\Sigma R_B = \Sigma R_K \cos \alpha_R - \Sigma R_H \sin \alpha_R; \quad (41)$$

$$\Sigma R_r = \Sigma R_K \sin \alpha_R + \Sigma R_H \cos \alpha_R. \quad (42)$$

Суммарные параллельные поверхности движения составляющие реакции грунта на ходовое оборудование

$$F'_1 = R_1 f'_M \text{ и } F'_2 = R_2 f'_M, \quad (43)$$

где f_M — коэффициент сопротивления движению машины (табл. 33); f'_M — коэффициент сопротивления движению лыжи (табл. 33).

Для машины на гусеничном ходу с полунавесным задним активным рабочим органом и зачистным отвалом (рис. 122, б) определяют R_1, R_2 и x_d — расстояние в плоскости движения от центра опорной поверхности О до центра давления Д (продольная координата центра давления), где приложена суммарная вертикальная реакция R_1 .

Из уравнений равновесия полунавесной части $\Sigma M_A = 0$, $\Sigma X = 0$ и $\Sigma Z = 0$ относительно шарнира А (где приложены реакции шарнира $F_{aГ}$ и F_{aB}) найдем R_2 (кН), $F_{aГ}$ и F_{aB} :

$$R_2 = \frac{G_M (x_2 - x_a) - \Sigma R_r (z_1 + z_a) + \Sigma R_B (x_3 - x_a) + R_{0B} (x_2 - x_a) - R_{0Г} (z_2 + z_a)}{x_d - x_a + f'_M (z_2 + z_a)}; \quad (44)$$

$$F_{aГ} = \Sigma R_r + f'_M R_2 + R_{0Г}; \quad F_{aB} = \Sigma R_B + G_M + R_{0B} - R_2. \quad (45)$$

Из уравнения равновесия базовой машины $\Sigma M_A = 0$ относительно шарнира А (где приложены усилия шарнира F_{aB} и $F_{aГ}$ с обратным знаком) или середины опорной поверхности $\Sigma M_0 = 0$, подставив F'_1 из формулы (43) и $F_{aГ}, F_{aB}$ из формулы (45), получим:

$$x_d = [R_1 (x_a - f'_M z_a) - G_0 (x_1 + x_a) + (F'_1 + \Sigma R_r + R_{0Г} + F'_2) z_a] R_1^{-1} \quad (46)$$

или

$$x_d = [(\Sigma R_r + f'_M R_2 + R_{0Г}) z_a - G_0 x_1 + (G_M + R_{0B} + \Sigma R_B - R_2) x_a] R_1^{-1}. \quad (47)$$

Из условия равновесия всей машины $\Sigma Z = 0$ получим:

$$R_1 = G_0 + G_M + \Sigma R_B + R_{0B} - R_2. \quad (48)$$

Если полунавесная машина работает на поверхности с уклоном $\alpha_y > 10^\circ$, то, пользуясь той же методикой (рис. 122, з), получим значения нормальных к поверхности составляющих R'_1 и R'_2 суммарной реакции грунта и смещение x'_d центра давления D' .

$$R'_2 = \frac{G_M [\cos \alpha_y (x_2 - x_a) + \sin \alpha_y (z_2 - z_a)] - \Sigma R_r (z_1 + z_a) + \Sigma R_b (x_2 - x_a) + R_{об} (x_2 - x_a) - R_{ог} (z_2 + z_a)}{x_2 - x_a + f'_m (z_2 + z_a)}; \quad (49)$$

$$R'_1 = (G_6 + G_M) \cos \alpha_y + R_{об} + \Sigma R_b - R'_2; \quad (50)$$

$$x'_d = \{R'_1 (x_2 - f'_m z_2) - G_6 [\cos \alpha_y (x_1 + x_a) - \sin \alpha_y (z_2 - z_a)] + (F'_1 + \Sigma R_r + R_{ог} + F'_2) z_a\} R_1^{-1}. \quad (51)$$

Суммарные составляющие реакции в плоскости движения аналогично формуле (43) будут (рис. 122, з):

$$F'_1 = R'_1 f'_m \text{ и } F'_2 = R'_2 f'_m. \quad (52)$$

Для навесной машины на гусеничном ходу и из условий равновесия (рис. 122, б, без задней опоры) $\Sigma Z=0$, $\Sigma M_o=0$ получим:

$$R_1 = G_6 + G_M + \Sigma R_b + R_{об}, \quad (53)$$

$$x_d = (-G_6 x_1 - \Sigma R_r z_1 + \Sigma R_b x_2 + G_M x_2 + R_{об} x_2 - R_{ог} z_2) R_1^{-1}. \quad (54)$$

Для машины на гусеничном ходу с боковым консольным навесным рабочим органом (рис. 122, в) определяют R'_r и R_r — суммарные нормальные к поверхности составляющие реакции грунта соответственно на наименее и наиболее нагруженную гусеницу, которые связаны с суммарной составляющей реакцией на базовую машину R_1 зависимостью:

$$R_r = R_1 (l_6/2 + y_d) b_6^{-1}; \quad R'_r = R_1 - R_r, \quad (55)$$

где b_6 — ширина колеи базовой машины, м; y_d — поперечная координата центра давления машины по отношению к оси симметрии базовой машины, м.

Уравнения (55) справедливы при допущении, что центр давления базовой машины лежит в одной поперечной плоскости с центрами давления обеих гусениц, что дает небольшую ошибку (5—10%), допустимую при технических расчетах.

R_1 и координаты центра давления D — x_d и y_d определяют из условий равновесия машины $\Sigma Z=0$, $\Sigma M_x=0$, $\Sigma M_y=0$:

$$R_1 = G_6 + G_{п} + G_M - \Sigma R_b; \quad (56)$$

$$y_d = (G_M y_2 - G_{п} y_3 - \Sigma R_b y_1 - \Sigma R_r z_1) (G_6 + G_{п} + G_M - \Sigma R_b)^{-1}; \quad (57)$$

$$x_d = (G_M x_2 + G_{п} x_3 - G_6 x_4 - \Sigma R_r x_1 - \Sigma R_b z_1) \cdot (G_6 + G_{п} + G_M - \Sigma R_b)^{-1}. \quad (58)$$

Суммарные реакции F'_1 и на гусеницах F'_{r1} и F'_{r2} определяют по формулам (43), пользуясь найденными значениями R_1 , R'_r и R_r .

В формулах (31)—(58) знаки перед ΣR_k , ΣR_b , ΣR_v и ΣR_r изменяются на обратные, если соответствующие реакции действуют в обратную сторону (рис. 122).

§ 6. Особенности тягового расчета мелиоративных машин и выбора базовой машины

Тяговый расчет проводят в рабочем положении при максимальной нагрузке машины и в транспортном положении.

Максимальное суммарное тяговое сопротивление (кН) определяют для полунавесных, навесных и прицепных машин соответственно по формулам:

$$F' = F'_r \pm F'_{оп} \pm F'_{po} + F'_n; \quad F' = F'_r \pm F'_{po} \pm F'_n; \quad F' = F'_r + F'_n \pm F'_{po} \pm F'_a, \quad (59)$$

где F'_r , $F'_{п}$, $F'_{оп}$ — соответственно сопротивление перемещению базовой и прицепной машин и задней опоры, кН; F'_{po} — сопротивление перемещению рабочего оборудования (отпр), рабочий орган; увеличивает общее сопротивление (+) или подталкивает машину (—), кН; F'_n — сопротивление от сил инерции, разгон (+), торможение (—), кН.

Рассмотрим определение составляющих F' для типичных схем мелиоративных машин (рис. 122, а, б, в).

В инженерных расчетах при $\alpha_y < 10^\circ$ считают $\sin \alpha_y \cong \text{tg } \alpha_y = i$, а $\cos \alpha_y \cong 1$ и приближенно принимают для машин по рисунку 122, а, б, в и прицепной (рис. 167, а, б):

$$F'_r \cong (R_1 + R_2) (f_m \pm i); \quad F'_r \cong R_1 (f_m \pm i) \text{ и } F'_{оп} \cong R_2 (f_m \pm i); \\ F'_r \cong R_1 (f_m \pm i); \quad F'_n = (R_1^n + R_2^n) (f_m \pm i). \quad (60)$$

Если машина работает на наклонной поверхности при $\alpha_y > 10^\circ$, то при наличии задней опоры (рис. 122, з)

$$F'_r = R'_1 f_m \pm (G_6 + G_M) \sin \alpha_y; \quad F'_{сл} = R'_2 f'_m, \quad (61)$$

где R'_1 и R'_2 определяют по формулам (49), (50).

Если базовая машина движется по заросшей поверхности, сгибая кустарник и деревья, то прибавляется сопротивление

$$F'_{дер\text{ср}} = k_{дер\text{ср}} (b_6 + b_r),$$

где $k_{дер\text{ср}} = 900-1000$ Н/м, а b_6 , b_r — ширина колеи базовой машины и гусеницы.

Сопротивление перемещению рабочих органов для машин по схемам рисунка 122, а, б, в соответственно:

$$F'_{po} = \Sigma R_r; \quad F'_{po} = \Sigma R_r + R_{ог}; \quad F'_{po} = \Sigma R_b \pm \Sigma R_b f + F'_{гo}, \quad (62)$$

где f — коэффициент трения металла о грунт (табл. 32); $F'_{гo}$ — дополнительные сопротивления.

Для всех машин F'_n определяют по формуле, Н:

$$F'_n = x' G v_p (g t_p 3600)^{-1} \quad (63)$$

(см. формулу (14)).

Движение машины с максимальной рабочей нагрузкой возможно при условии:

$$F_{н.ср} \geq F_k \geq F' \text{ или } F_n \geq F' < F_{н.ср}, \quad (64)$$

где $F_{н.ср}$ и F_k определяют по формулам (30) и (29), а F' — (59). Невыполнение неравенства приводит к пробуксовке или остановке двигателя.

Если базовая машина — трактор, для которого в характеристике приведены тяговые усилия $F_{кр}$ (кН) на соответствующих передачах, то условие движения:

$$F_{кр} \geq F' - F'_r < F_{н.ср} - F'_r, \quad (65)$$

где F'_r — определяют по формуле (60).

При выборе базовой машины для активного рабочего органа, который имеет всегда сравнительно малое тяговое сопротивление ΣR_r , вычисляемое по формуле (42) и, вследствие малого значения рабочей

скорости v_p (обычно не более 1000—1500 м/ч) и малой тяговой мощности N_m , определяемой по формуле (12), следует руководствоваться балансом мощности (см. формулы (1) и (2)).

$$N_{дв} \leq N_{дв.б}, \quad (66)$$

где $N_{дв.б}$ — номинальная мощность двигателя базовой машины.

При выборе базовой машины для пассивных рабочих органов, характеризующихся высоким значением тягового сопротивления $R_{оп}$ (рис. 123, *г*) и рабочей скорости v_p , а следовательно, и значительной тяговой мощностью N_m , составляющей 0,8—0,9 $N_{дв}$, предварительно выбирают базовую машину по уравнениям (64) или (65). Строят тяговую диаграмму и характеристики, с учетом буксования, известными методами для определения оптимального режима работы машины в заданных условиях. Допустимые значения коэффициента буксования k_b определяют по формуле (13).

Кроме рабочего положения, тяговый расчет выполняют для случая движения по горизонтальному пути с максимальной транспортной скоростью v_{max} и на предельный угол $\alpha_{пр}$ при минимальной скорости v_{min} . Эти расчеты выполняют общеизвестными методами.

§ 7. Особенности статического расчета мелиоративных машин

Мелиоративные машины работают в разнообразных грунтовых условиях, на неровной поверхности со значительными уклонами с тяжелыми и габаритными рабочими органами, часто на больших вылетах по отношению к базовой машине. Им приходится передвигаться по бермам, дамбам и откосам, болотно-торфяным почвам со слабой несущей способностью.

В этих условиях статический расчет необходим для определения устойчивости, средних и максимальных давлений на грунт и проходимость машин.

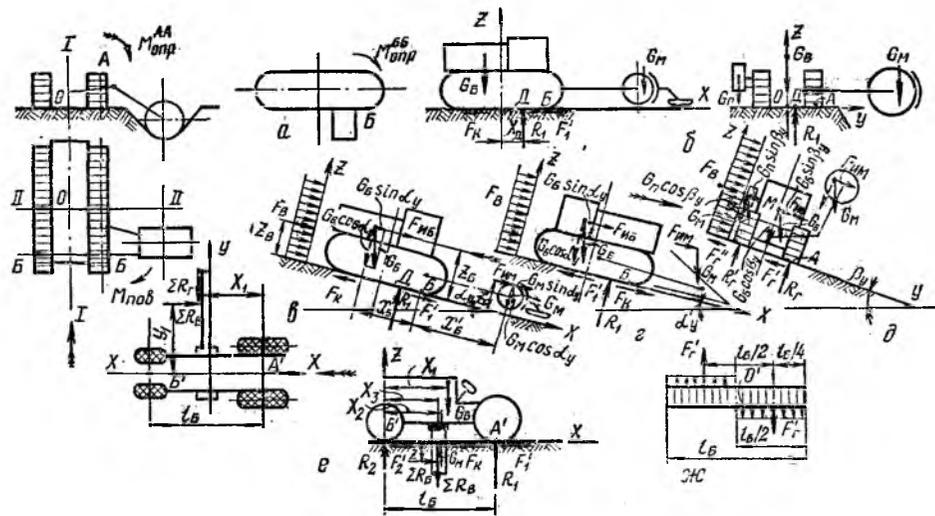


Рис. 124. Схемы сил в различных расчетных положениях для статического расчета машин:

а — опрокидывающие и поворачивающие моменты; *б* — схемы к расчету при максимальном вылете рабочего органа; *в, г, д* — схемы к трем случаям расчета в транспортном положении; *е* — схема к расчету горизонтальной устойчивости машины на колесном ходу; *ж* — к расчету удерживающего момента при повороте гусениц.

В общем случае рабочий орган расположен асимметрично (рис. 124, *а*) по отношению к плоскости симметрии I—I базовой машины, а также смещен от вертикальной поперечной плоскости II—II, проходящей через середину опорной поверхности. В этих условиях силы тяжести рабочего органа и навесной системы, а также составляющие суммарной (равнодействующей) реакции грунта на рабочий орган (рис. 122 и 123) будут создавать опрокидывающие моменты в вертикальных продольной $M_{опр}^{BB}$ и поперечной $M_{опр}^{AA}$ плоскостях и поворачивающий момент $M_{пов}$ в горизонтальной плоскости.

В частном случае, когда рабочий орган и действующие на него реакции вполне симметричны по отношению к плоскости I—I, $M_{опр}^{AA} = 0$ и действует только опрокидывающий момент $M_{опр}^{BB}$.

Опрокидывающие моменты $M_{опр}^{AA}$ и $M_{опр}^{BB}$ вычисляют относительно линий опрокидывания AA и BB (рис. 124, *а*). Линия AA для машин на гусеничном ходу проходит вдоль внешнего края опорных катков наиболее нагруженной гусеницы, в местах касания последних к беговой дорожке; для машины на колесном ходу соединяет средние точки площадок контакта наиболее нагруженных переднего и заднего колес. Линия BB для мелиоративных машин на гусеничном ходу проходит через точки касания к беговым дорожкам двух наиболее нагруженных крайних опорных катков с каждой стороны; для машин на колесном ходу проходит через средние точки площадок контакта наиболее нагруженных колес.

Поворачивающий момент $M_{пов}$ в горизонтальной плоскости вычисляют приближенно относительно точки O (рис. 124, *а*) — проекции на опорную площадь точки пересечения продольной I—I оси симметрии базовой машины и II—II — средней линии опорной длины гусениц; для машин на колесном ходу (условно) — относительно проекции средней точки наиболее нагруженной оси.

Для статического расчета мелиоративных машин принято три основных расчетных положения в вертикальных (продольной и поперечной) плоскостях:

рабочее: разработка сооружения заданной глубины и ширины разработки за один проход; сопротивление обрабатываемой среды максимальное; наибольший, возможный в данном положении, вылет рабочего органа по отношению к оси симметрии базовой машины; движение по горизонтальной поверхности, прямолинейно (рис. 122).

Переход из рабочего в транспортное положение при подъеме рабочего органа в момент максимального вылета в том же положении машины (рис. 124, *б*).

Транспортное при движении по продольному и поперечному уклонам при установке рабочего органа в сторону опрокидывания, действию ветровой нагрузки и сил инерции.

Здесь рассматриваются три случая:

разгон при движении на подъем и рабочем оборудовании, повернутом под уклон; ветер — под уклон (рис. 124, *в*);

торможение при движении под уклон и рабочем оборудовании, повернутом под уклон, ветер — в сторону спуска (рис. 124, *г*);

движение с транспортной скоростью поперек уклона с поворотом при минимальном радиусе, направленном в сторону уклона (рабочее оборудование в транспортном положении), ветер — под уклон (рис. 124, *д*).

В горизонтальной плоскости рассматривается только рабочее положение (рис. 122, *в, снизу*).

Общая методика статического расчета мелиоративных машин предусматривает несколько последовательных этапов.

1. Определяют силы тяжести и положения центров тяжести всех узлов и агрегатов машины методами, известными из теоретической механики.

2. Определяют силы и реакции, действующие на машину в рассматриваемом расчетном положении (см. гл. 10, § 5).

Ветровая нагрузка (сила ветра), Н:

$$F_v = p_v k_n S_b k'_0 = \gamma_v v_v^2 k_n S_b k'_0 (2g)^{-1}, \quad (67)$$

где p_v — скоростной напор или давление ветра, зависит от скорости ветра v_v , м/с, удельный вес воздуха $\gamma_v = 1,25$ Н/м³ и ускорения свободного падения $g = 9,8$ м/с², МПа; S_b — подветренная площадь, то есть площадь проекции машины на плоскость, перпендикулярную линии действия ветра, м²; k_n — коэффициент лобового сопротивления (аэродинамический коэффициент), зависящий от подветренной площади и скорости ветра, $k_n = 0,45 - 1,2$ (для почти сплошной подветренной площади при скорости ветра $v_v = 10 - 20$ м/с, $k_n \approx 1$); k'_0 — коэффициент увеличения расчетного скоростного напора, $k'_0 = 1 + x'' k_d$ (x'' — коэффициент пульсации скоростного напора. На высоте 2—3 м от земли $x'' = 0$; k_d — коэффициент динамичности, $k_d = 1 - 2$).

Принимая $k_n = 1$ и $k_d = 1$, получим более простую формулу, Н:

$$F_v = p_v S_b, \quad (68)$$

которую и следует использовать для расчетов.

Силы инерции при разгоне с места или торможении (рис. 124, в, г) для базовой машины $F_{вб}$ и навесной или полуприцепной части $F_{им}$ (Н) определяют по формулам (см. формулу (14)):

$$F_{вб} = x' G_b v_p (3,6 \cdot 10^3 g t_p)^{-1}; \quad F_{им} = x' G_m v_p (3,6 \cdot 10^3 g t_p)^{-1}, \quad (69)$$

где x' — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс трансмиссии и двигателя, $x' = 1,1 - 1,3$; G_b и G_m — соответственно силы тяжести базовой машины и навесной или полуприцепной части, Н; v_p — скорость машины, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; t_p — время разгона, $t_p = 3 - 4$ с.

При движении по поперечному уклону с поворотом (рис. 124, д) центробежную силу машины $F_{иц}$ (кН) определяют по формуле:

$$F_{иц} = \Sigma G_m v_p^2 (g r_{пов})^{-1} 3,6^{-2} \cdot 10^{-6}, \quad (70)$$

где ΣG_m — суммарная сила тяжести машины, кН; v_p — скорость движения, м/с; $r_{пов}$ — минимальный радиус поворота, м.

3. Составляют в масштабе схемы машины в соответствующих расчетных положениях (рис. 122 и 124) с нанесенными внешними силами и реакциями и определяют графически длину плеч x_i , y_i , z_i каждой из сил и реакций до соответствующих линий опрокидывания; плечи обозначают x , y , z с индексами, которыми обозначены соответствующие силы и реакции (плечи на рисунках не нанесены).

4. Определяют координаты центра тяжести и центра давления машины в рассматриваемом расчетном положении. Так, для наиболее сложного случая — машины с боковой навеской в рабочем положении (рис. 122, в) — координаты центра тяжести O_m машины определяют, пользуясь известными формулами, м:

$$x_{ом} = \Sigma G_i x_i (\Sigma G_i)^{-1}; \quad y_{ом} = \Sigma C_i y_i (\Sigma G_i)^{-1}, \quad (71)$$

где ΣG_i — суммарная сила тяжести узлов машины, кН; $\Sigma G_i = G_b + G_m$; x_i , y_i — координаты центров тяжести узлов по соответствующим осям, м.

Координаты y_d и x_d центра давления D определяют из уравнений (57) и (58).

Для машин по схеме рисунка 122, б с задней и без задней опоры x_d определяют по формулам (46), (47), (51), (54).

5. Вычисляют суммарные нормальные составляющие реакций грунта R_1 и R_2 в случае симметричной нагрузки: для машины на колесном ходу по формуле (40), на гусеничном ходу с задней опорой — по фор-

муле (48), (44) и без задней опоры — по формуле (53). Для машины с боковой консольной навеской определяют суммарные составляющие реакций R_r и R'_r на гусеницы по формулам (55) и (56).

6. Определяют среднее $p_{ср}$, максимальное p_{max} и минимальное p_{min} удельные давления (см. гл. 11).

Для базовой машины (рис. 122, б) на гусеничном ходу при $l_6/2 > > l_6/2 - x_d \geq l_6/3$ по формулам, МПа.

$$p_{ср} = R_1/2b_r l_6 10^3; \quad p_{max} \text{ и } p_{min} = R_1 (1 \pm 6x_d/l_6) (b_r l_6 2 \cdot 10^3)^{-1}, \quad (72)$$

где R_1 — вертикальная составляющая суммарной реакции грунта, кН; b_r — ширина гусеницы, м; l_6 — теоретическая длина опорной поверхности, м; x_d — продольная координата (смещение) центра давления D от середины опорной поверхности O (см. формулы (46), (47) и (54)); знак (+) относится к p_{max} , знак (—) к p_{min} .

При значительном смещении центра давления D от середины опорной поверхности (см. гл. 11) при $l_6/2 - x_d < l_6/3$ длина опорной поверхности сокращается и удельные давления, МПа

$$p_{ср} = R_1 6^{-1} \cdot 10^{-3} b_r^{-1} (l_6/2 - x_d)^{-1}; \quad p_{max} = R_1 3^{-1} \cdot 10^{-3} b_r^{-1} (l_6/2 - x_d)^{-1}. \quad (73)$$

Если машина работает на уклоне под углом $\alpha_y > 10^\circ$, то в формулах для $p_{ср}$, p_{max} , p_{min} вместо R_1 , x_d ставят R'_1 , x'_d (см. формулы (50) и (51)).

Для базовой машины на гусеничном ходу с несимметричной нагрузкой (рис. 122, в), где гусеницы нагружены неодинаково, расчет ведут для наиболее нагруженной гусеницы, у которой вертикальную составляющую реакцию грунта R_r определяют по формуле (55), а x_d — по формуле (58)

$$p_{ср} = R_r/b_r l_6 10^3; \quad p_{max} \text{ и } p_{min} = 2R_r (1 + 6x_d/l_6) (b_r l_6 10^3)^{-1}. \quad (74)$$

Для машин на колесном ходу удельное давление определяется давлением воздуха в шине и коэффициентом жесткости 1,2—1,25.

7. Оценивают конструкцию с точки зрения проходимости (см. гл. 11).

Для машин на гусеничном ходу, передвигающихся по неосушенным и осушенным болотно-торфяным грунтам, соответственно:

$$p_{max} p_{ср}^{-1} \leq 1,3 - 1,5 \text{ и } p_{max} p_{ср}^{-1} \leq 1,6 - 1,8, \quad (75)$$

а значения среднего удельного давления не должны превышать для неосушенных торфяников с дерновым покровом (МПа) $(p_{ср})_{доп} = 0,012 - 0,018$, для осушенных $(p_{ср})_{доп} = 0,025 - 0,03$.

Для машин на гусеничном ходу, перемещающихся по минеральным грунтам, проходимость можно оценить по значению коэффициента смещения центра давления

$$k'_d = x_d l_6^{-1} \leq 0,2. \quad (76)$$

Если условия, определяемые формулами (75), (76), не удовлетворяются или значения $p_{ср} > (p_{ср})_{доп}$, то следует применить конструктивные мероприятия по повышению проходимости (гл. 11).

У машин на колесном ходу (рис. 122, а) для повышения проходимости необходимо использовать шины низкого давления, арочные и другие с глубоким рисунком протектора.

8. Проверяют устойчивость в вертикальной плоскости и предельные углы продольного и поперечного уклонов. Устойчивость оценивают коэффициентом запаса устойчивости:

$$k_y = M_{уст}/M_{опр} \geq 1,25 - 1,5, \quad (77)$$

где $M_{уст}$ и $M_{опр}$ — соответственно суммарные моменты устойчивости и опрокидывающий момент в вертикальной плоскости относительно соответствующей линии опрокидывания, кН·м.

В рабочем положении для машин с симметричным относительно продольной оси I—I (рис. 124, а, б) рабочим органом и нагрузкой опрокидывание в вертикальной плоскости возможно только вокруг линии ББ. Поэтому для машины по схеме рисунка 122, а определяют:

$$M_{уст}^{ББ} = G_6(l_6 - x_1) + \Sigma R_r z_1; \quad M_{опр}^{ББ} = G_M(x_3 - l_6) + \Sigma R_B(x_2 - l_6). \quad (78)$$

Для машины по схеме рисунка 122, б с задней опорой:

$$M_{уст}^{ББ} = G_6(x_1 + x_6) + \Sigma R_r z_1 + R_{ог} z_2 + R_2(x_4 - x_6) + F_2 z_3; \\ M_{опр}^{ББ} = G_M(x_2 - x_6) + R_{об}(x_3 - x_6) + \Sigma R_B(x_5 - x_6). \quad (79)$$

Для машин по той же схеме, но без задней опоры $M_{уст}^{ББ}$ и $M_{опр}^{ББ}$ определяют по формуле (79), но при $R_2=0$ и $F_2=0$.

Для машин с несимметричным относительно продольной оси рабочим органом и нагрузкой (рис. 122, в) опрокидывание возможно в поперечной и продольной плоскостях вокруг линий опрокидывания АА и ББ; соответственно моменты определяют:

$$M_{уст}^{АА} = G_H(y_3 + y_a) + G_6 y_a + \Sigma R_B(y_1 - y_a) + \Sigma R_r z_1; \\ M_{опр}^{АА} = G_M(y_2 - y_a); \quad (80)$$

$$M_{уст}^{ББ} = G_6(x_4 + x_6) + G_H(x_6 - x_3) + \Sigma R_B(x_6 - x_1) + \\ + \Sigma R_6 z_1 + G_M(x_6 - x_2); \quad M_{опр}^{ББ} = 0. \quad (81)$$

При определении $M_{опр}$ и $M_{уст}$ вертикальная суммарная реакция на ходовое оборудование R_1 не учитывается, так как в момент начала опрокидывания центр давления Д перемещается к линии опрокидывания и момент указанной реакции относительно этой линии близок к нулю.

Аналогично проверяют коэффициент запаса устойчивости относительно линий опрокидывания АА и ББ во втором расчетном положении при максимальном вылете рабочего органа и во всех трех случаях транспортного положения, используя схемы сил, действующих на машину, указанные на рисунке 124, б, в, г, д. В транспортном положении, задаваясь значением k_y , согласно формуле (77), подставляют значения $M_{уст}$ и $M_{опр}$ в указанную формулу и находят из полученных уравнений предельные значения углов продольного $\alpha_y^{пр}$ и поперечного $\beta_y^{пр}$ уклонов.

Например, для схемы рисунка 124, в получим:

$$M_{уст}^{ББ} / M_{опр}^{ББ} = k_y = 1,25 \quad (82)$$

или, подставляя, получаем уравнение

$$G_6 \cos \alpha_y x_6 / (G_6 \sin \alpha_y + F_{и6}) z_6 + \\ + (G_M \sin \alpha_y + F_{им}) z_6 + G_M \cos \alpha_y x_6 + F_B z_B = 1,25,$$

из которого определится $\alpha_y = \alpha_y^{пр}$ для принятого значения $\alpha_y = 1,25$. Силы инерции $F_{и6}$ и $F_{им}$ вычисляются по формуле (69), силу ветра F_B — по формуле (67). Плечо z_B принимают до центра тяжести подветренной площади.

При движении по минеральным грунтам критерием устойчивости для машин на гусеничном ходу может быть также выражение (76).

Уточненные расчеты предельных значений $\alpha_y^{пр}$ и $\beta_y^{пр}$ и устойчивости машин с учетом влияния изменения момента сопротивления ведущих колес рассматриваются в теории устойчивости трактора.

9. Проверяют стабильность прямолинейного хода (горизонтальную устойчивость) для машин с несимметричной относительно оси I—I (рис. 124, а) нагрузкой.

Горизонтальную устойчивость оценивают коэффициентом запаса горизонтальной устойчивости:

$$k_y^g = M_{уд} / M_{пов} \geq 2 - 3, \quad (83)$$

где $M_{уд}$ и $M_{пов}$ — соответственно суммарные моменты, удерживающие и поворачивающие машину на гусеничном ходу относительно точки О (рис. 122, в), а машину на колесном ходу (условно) относительно проекции на опорную плоскость средней точки O^1 наиболее нагруженной оси (рис. 124, е).

Для машин на гусеничном (рис. 122, в) и колесном ходу (рис. 124, е):

$$M_{пов} = \Sigma R_6 y_1 \pm \Sigma R_r x_1. \quad (84)$$

Удерживающий момент $M_{уд}$ для машин на гусеничном ходу представляет собой момент сопротивления повороту, зависящий от значения поперечных сил трения, возникающих при скольжении гусениц и упорных поверхностей зацепов по почве, поперечных реакций почвы, вызываемых скалыванием и нагребанием почвы кромками гусениц и других факторов. Поэтому ограничиваются приближенным определением момента, препятствующего повороту машины.

Допуская поворот на горизонтальном участке, равномерное распределение удельных давлений вдоль гусениц и не учитывая дифферент и поперечный наклон машины, считают, что полюсы поперечного поворота каждой гусеницы проходят через средние точки O^1 их опорных поверхностей (рис. 124, ж).

При несимметричной нагрузке суммарные вертикальные составляющие реакции почвы на наиболее и наименее нагруженные гусеницы будут соответственно R_r и R_r' (рис. 122, в). Допускаем, что поперечные силы пропорциональны нагрузке.

Для наиболее нагруженной гусеницы удельная поперечная сила $F_{ср}$ на единицу площади опорной поверхности пропорциональна среднему удельному давлению $p_{ср}$:

$$F_{ср} = \mu_H p_{ср} = \mu_H R_r / l_6 b_r 10^3,$$

где μ_H — коэффициент сопротивления повороту, зависящий от механических свойств почвы, конструкции гусениц и глубины их погружения и других факторов. Для сухой вспаханной почвы $\mu_H = 0,6 - 0,8$, для влажного суглинка $\mu_H = 0,3 - 0,4$, для торфяников $\mu_H = 0,7 - 1$; l_6 и b_r — соответственно длина и ширина опорной поверхности гусеницы, м.

При повороте вокруг полюса O^1 удельные поперечные силы $F_{ср}$ на каждой половине гусеницы можно заменить их результирующими силами сопротивления повороту, направленными в разные стороны, каждая из которых приложена в середине соответствующей половины гусеницы (рис. 124, ж):

$$F_r' = F_{ср} b_r l_6 2^{-1} = \mu_H R_r 10^{-3} \cdot 0,5.$$

Момент сопротивления повороту наиболее нагруженной гусеницы (момент пары $F_r' F_r'$):

$$M_{сопр} \cong F_r' l_6 2^{-1} = \mu_H R_r l_6 4^{-1}.$$

Аналогично, для менее нагруженной гусеницы:

$$M_{сопр}' = \mu_H R_r' l_6 4^{-1}.$$

Общий удерживающий момент (кН·м) равен сумме моментов сопротивления повороту обеих гусениц:

$$M_{уд} = M_{сопр} + M_{сопр}' = \mu_H l_6 (R_r + R_r') 4^{-1} = \mu_H l_6 R_1 4^{-1}, \quad (85)$$

где R_1 — суммарная составляющая реакций на гусеницы см. формулу (55) и (56)), кН.

Если несимметричная нагрузка $F'_{кр}$ приложена на крюке трактора, то удерживающий момент, кН·м:

$$M_{уд} = \mu_{ц} l_6 G_{тр} 4^{-1} + F'_{кр} l_{кр} \sin \alpha_{кр}, \quad (86)$$

где $G_{тр}$ — сила тяжести трактора, кН; $F'_{кр}$ — крюковая нагрузка, кН; $l_{кр}$ — расстояние от средней точки опорной поверхности до крюка, м; $\alpha_{кр}$ — угол поворота силы $F'_{кр}$ к направлению движения, град.

Поворот машины на колесном ходу с боковым консольным рабочим органом (рис. 124, е), с прямолинейно установленными управляемыми колесами под действием несимметричной нагрузки можно приближенно считать поворотом вокруг точки середины задней оси A_1 с боковым скольжением передних колес по дуге радиуса l_6 (рис. 124, е).

Удерживающий момент в этом случае определяют как момент сопротивления боковому скольжению передних колес, нагруженных суммарной вертикальной реакцией на переднюю ось R_2 (рис. 124, в), вычисленной для машины с боковым консольным рабочим органом.

Из уравнений равновесия $\Sigma Z=0$ и $\Sigma M_{B_1}=0$, считая R_1 и R_2 приложенными в точках A_1 и B_1 , кН:

$$R_2 \cong G_6 + G_m + \Sigma R_b - (G_6 x_1 + G_m x_2 + \Sigma R_b x_3 - \Sigma R_6 z_1) l_6^{-1} \quad (87)$$

и удерживающий момент, кН·м:

$$M_{уд} \cong R_2 k_{сц} l_6, \quad (88)$$

где $k_{сц}$ — коэффициент сцепления пневмоколес с грунтом (табл. 32).

Уточненные значения момента сопротивления повороту машин на гусеничном и колесном ходу с учетом трения и скольжения грунта рассматривают в теории тракторов и строительных машин.

§ 8. Производительность мелиоративных машин

Производительность всех мелиоративных машин может быть вычислена по общим формулам трех видов: для машин непрерывного действия, разрабатывающих протяженные линейные мелиоративные сооружения, обслуживающие их, вносящие, укладываемые или уплотняющие в них различные материалы (бетон, асфальтобетон, битум, трубы, дренажные материалы и др.); для машин непрерывного действия, подготавливающих сельскохозяйственные площади (работы по удалению растительности, сплошному корчеванию, рыхлению, первичной обработке, планировке и др.); для машин циклического действия.

Условную техническую производительность мелиоративной машины *непрерывного действия*, разрабатывающей протяженное мелиоративное сооружение при непрерывной работе, находят по формуле, м³/ч:

$$P_T = 60 S v_p, \quad (89)$$

где S — площадь поперечного сечения, разрабатываемая за один проход машины, м². Если рабочий орган установлен под некоторым углом к направлению движения машины, то S — площадь проекции поперечного сечения материала на плоскость, перпендикулярную к направлению движения машины; v_p — рабочая скорость машины, м/мин.

Техническая производительность той же машины непрерывного действия с учетом неизбежных потерь времени на холостые ходы t_x , установку рабочего органа, заглубление и выглубление t_p , установку, сцепку, приемку материала t_y , повороты t_n определяют по формуле, м³/ч:

$$P_T = 60 l S t_b^{-1} = 60 l S (t_k + t_x + t_p + t_y + t_n)^{-1} z_{пр}^{-1}, \quad (90)$$

где l — длина сооружения, м; t_b — время на устройство сооружения, мин:

$$t_b = (t_k + t_x + t_p + t_y + t_n) z_{пр},$$

где t_k — время чистой работы, мин, $t_k = l/v_p$; t_x — время на холостые проходы, мин, $t_x = l_x/v_x$; l_x — длина холостого хода, м; v_x — скорость холостого хода, м/мин; $z_{пр}$ — число проходов¹.

Для машин с активным рабочим органом надо соблюдать условие

$$P_T \leq P'_T k_p^{-1}, \quad (91)$$

где P'_T — производительность рабочего органа (см. гл. 13, 14, 15, 18); k_p — коэффициент разрыхления (табл. 32).

Условная техническая производительность машины *непрерывного действия*, обрабатывающей площадь при непрерывной работе без выездов с участка, га/ч

$$P_T = 60 b_3 v_p 10^{-4}, \quad (92)$$

где b_3 — ширина захвата, м; v_p — рабочая скорость машины, м/мин.

При непрерывной работе с поворотами и выездами в конце участка, га/ч:

$$P_T = 60 b_3 v_p (1 - z_{п} t_{п}^{-1} 60^{-1}) 10^{-4} z_{пр}^{-1}, \quad (93)$$

где $z_{п}$ — число поворотов в конце участка в час; $t_{п}^{-1}$ — время на один поворот, мин; $z_{пр}$ — число проходов по одному месту.

Техническая производительность той же машины с учетом неизбежных потерь времени, га/ч:

$$P_T = 60 (b_3 - b_{пер}) v_p t_b^{-1} 10^{-4}, \quad (94)$$

где $b_{пер}$ — ширина перекрытия полос, м, $b_{пер} = 0,1-0,15$ м; t_b — время обработки участка, длиной равного гону l , мин.

Техническая производительность машин циклического действия, разрабатывающих (укладывающих) различные материалы, м³/ч:

$$P_T = V_r k_n k_T z_{ц} k_p^{-1} = 60 V_r k_n k_T k_p^{-1} t_{ц}^{-1}, \quad (95)$$

где V_r — геометрическая емкость рабочего органа, м³; k_n — коэффициент наполнения геометрической емкости рабочего органа; k_T — коэффициент трудности разработки материала, k_r — коэффициент разрыхления (табл. 32); k_n — коэффициент наполнения; $t_{ц}$ — время цикла; $z_{ц}$ — число циклов в час, $z_{ц} = 60 t_{ц}^{-1}$:

$$t_{ц} = t_n + t_{под} + t_{п} + t_{раз} + t'_{п} + t_{оп} + t_{пер} + t'_{пер}, \quad (96)$$

где t_n , $t_{раз}$ — время наполнения и разгрузки рабочего органа, мин; $t_{под}$, $t_{оп}$ — время подъема и опускания рабочего органа, мин; $t_{п}$, $t'_{п}$ — время поворота машины или рабочего органа для транспортировки рабочего органа с материалом и обратно, мин; $t_{пер}$, $t'_{пер}$ — время передвижения машины или рабочего органа с материалом и обратно, мин.

В зависимости от конструкции и организации работы машины используются все или часть составляющих продолжительности цикла.

Обычно при разработке грунтов машинами циклического действия применяют коэффициент:

$$k_{гр} = k_n k_T k_p^{-1}. \quad (97)$$

Для грунтов 1, 2, 3, 4-й групп (табл. 32) соответственно $k_{гр} = 1; 0,9; 0,7; 0,5$.

Тогда формула (95) для разработки грунтов примет вид:

$$P_T = 60 V_r k_{гр} t_{ц}^{-1}. \quad (98)$$

При обработке одиночных объектов (корчевание пней, уборка камней и др.) машинами циклического действия, производительность, шт/ч:

$$P_T = 60 t_{ц}^{-1}, \quad (99)$$

где $t_{ц}$ — продолжительность обработки одного объекта, включая все вспомогательные операции (определяется опытным путем), мин.

¹ ВНИИЗеммаш предложены также зависимости $P_T = f(N_{дв})$, определяемые при посредстве эмпирических коэффициентов, полученных путем математической обработки результатов испытания машин каждого типа.

Глава 11. ПРОХОДИМОСТЬ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН ПО БОЛОТНО-ТОРФЯНЫМ И ВОДОНАСЫЩЕННЫМ ГРУНТАМ

§ 1. Проходимость, классификация грунтов и типы ходового оборудования мелиоративных машин

Проходимостью называется способность машины к перемещению (преодолению всех сопротивлений движению) или работе на месте при максимальных рабочих нагрузках по деформирующему грунту с различными препятствиями.

По характеру взаимодействия с ходовым оборудованием мелиоративных машин все грунты условно можно разделить на следующие группы:

1. Очень плотные сухие, практически не образующие колеи (накатанные сухие дороги, искусственно уплотненные грунты).

2. Плотные и средней плотности и влажности, уплотняющиеся под нагрузкой. Упрочнение их в результате приводит к образованию неглубокой колеи (супесчаные и суглинистые грунты естественной плотности, насыщенные недоуплотненные и др.).

3. Прессующиеся грунты, сильно уплотняющиеся под нагрузкой и образующие значительную колею (слежавшийся и свежесыпанный насыпной, глубокоразрыхленный или вспаханный грунт, осушенные торфяники и подобные им).

4. Грунты, находящиеся в пластическом или близком к нему состоянии, мало уплотняющиеся, но легко выдавливаемые под нагрузкой с образованием глубокой колеи (избыточно увлажненные, заболоченные минеральные, осушенные торфяные, сухие песчаные).

Особыми свойствами отличаются грунты с густым переплетением корней растительности (дерновый покров). Дерновый покров обладает значительной сопротивляемостью вертикальным и горизонтальным нагрузкам, которая в значительной мере зависит от подстилающих грунтов. Толщина дернового покрова обычно не превышает 20—25 см.

На грунтах 1-й и 2-й, а также частично 3-й групп применяют большинство мелиоративных машин, работающих в зоне орошения. Для осушительных работ характерны грунты 4-й и частично 3-й групп. Работы по освоению земель выполняют на грунтах 2-й и 3-й групп.

На грунтах 1-й, 2-й и большинстве грунтов 3-й группы с каждым годом все шире применяют машины с *колесным ходовым оборудованием на пневматических шинах*. Это оборудование дешевле по сравнению с гусеничным и обеспечивает при правильном выборе параметров шин достаточную опорную поверхность, сцепные качества и скорости движения.

Проходимость машин на пневматических шинах, а также на гусеничном ходу по грунтам первых двух групп изучается в курсе «Автомобили и тракторы».

Ходовое оборудование с жесткими колесами все более заменяется ходовым оборудованием на пневматических шинах и применяется только на прицепных машинах, работающих преимущественно на грунтах 2, 3 и частично 4-й групп.

Гусеничное ходовое оборудование используют для машин, работающих на всех грунтах при больших тяговых усилиях. Большинство машин, предназначенных для работы на грунтах 4-й группы, должно иметь гусеничное ходовое оборудование. Для прицепных мелиоративных машин, используемых на этих грунтах, иногда применяют ходовое оборудование в виде плоских лыж.

§ 2. Проходимость машин на гусеничном ходу

Проходимость машин на гусеничном ходу по грунтам со слабой несущей способностью (4-я группа) зависит от физико-механических свойств и состояния грунта, среднего удельного давления машины на грунт, максимального удельного давления и распределения давлений по опорной поверхности, дифферента машины, сцепления движителя с почвой, типа движителя, конструкции ходового оборудования, скорости движения, дорожного просвета (клиренса).

Влияние физико-механических свойств грунта и взаимодействие гусеничного ходового оборудования с пластичным грунтом. Неосушенный болотно-торфяной грунт характеризуется высокой влажностью (до 80—95%); высоким уровнем грунтовых вод; значительными деформациями при малых нагрузках (низкой несущей способностью); наличием или отсутствием слоя дернины; значительным изменением влажности и механических свойств в зависимости от типа болота, времени года, мощности торфяного слоя и толщины дернового покрова; колебаниями микрорельефа (кочки, погребенная древесина). Все это обуславливает малую упругость и резко выраженные пластические свойства грунта. Основная особенность болотно-торфяных грунтов — их способность легко выдавливаться из нагруженной зоны. В значительной мере таковыми свойствами обладают и переувлажненные минеральные грунты с меньшей влажностью, чем неосушенный торф.

При вертикальной нагрузке небольшая часть осадки происходит в пределах упругой деформации за счет сжатия грунта и вытеснения некоторого количества воды и газов из поверхностного слоя грунта.

При движении машины пластичный грунт с малой сжимаемостью выдавливается назад и в стороны под действием касательной силы, приложенной к гусенице, и силы тяжести, что приводит к осадке, то есть увеличению глубины колеи. С возрастанием скорости движения пластическая деформация уменьшается.

На болотах с дерновым покровом осадка происходит за счет прогиба дернины с частичным ее сжатием. Торф, находящийся под дерновым слоем, выдавливается из напряженной зоны, но вспучиванию торфа препятствует более прочный слой дернины. При определенной осадке под давлением торфа снизу дернина разрывается и часть торфа выгесняется на поверхность. Глубина колеи увеличивается тем больше, чем больше повреждена дернина.

Дерновый слой, как показали опыты, имеет в 3—10 раз большее сопротивление разрыву, чем нижележащие слои торфяного грунта (рис. 125, б), и в 3—5 раз большее, чем минеральные грунты. С уменьшением толщины дернового слоя несущая способность, то есть максимальное сопротивление грунта (определяемое вдавливанием штампа), быстро падает (рис. 125, а). При увеличении влажности (рис. 125, б) сопротивление дернины разрыву уменьшается, но относительно медленнее, чем нижележащего торфа.

При движении машины касательная сила тяги, приложенная к гусенице, вызывает растяжение, сжатие и сдвиг дернины.

Если прочность дернового покрова недостаточна, то под действием вертикальной нагрузки и силы тяги (касательной) дернина будет разрушена. Когда напряжение сдвига превысит предел прочности связей дернины с нижележащим слоем торфа, произойдет срыв дернового слоя и сдвиг назад из-под гусеницы. В обоих случаях коэффициент сцепления резко снизится, буксование возрастет и машина окажется неспособной нести нагрузку. Чем меньше разрушается дерновый покров при движении по болотно-торфяному грунту, тем выше проходимость машины.

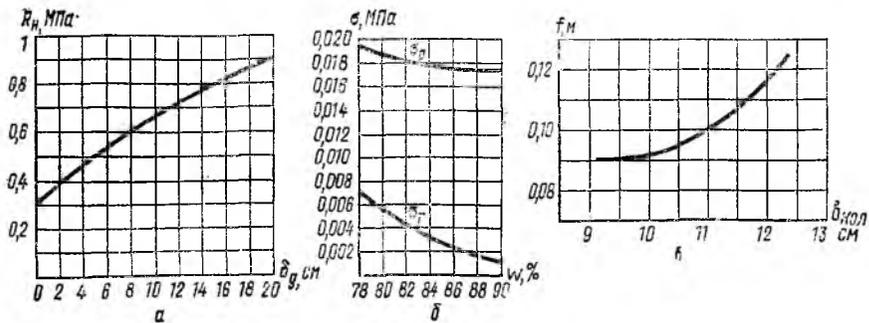


Рис. 125. Зависимость:

а — несущей способности болотно-торфяного грунта R_n от толщины дернового слоя δ_d ; б — сопротивление разрыва дернины σ_d и торфа σ_r от влажности; в — коэффициента сопротивления движению f_M от глубины колеи.

Влияние среднего удельного давления. С увеличением среднего удельного давления p_{cp} [см. формулы (72) и (74)] увеличивается погружение машины, то есть возрастает глубина колеи $h_{кол}$. При этом увеличивается работа деформации грунта передней частью гусениц и их опорной поверхности и повышается коэффициент сопротивления движению машины f_M (рис. 125, в). Увеличение коэффициента сопротивления движению происходит также благодаря забиванию ходового аппарата грунтом при его погружении. Возрастание p_{cp} особенно быстро увеличивает f_M при движении по неосушенному торфу, а также осушенному без дернины (рис. 126, а). Наличие дернины уменьшает f_M , особенно на неосушенном болоте. С увеличением f_M соответственно возрастает и сопротивление движению F'_r (рис. 126, б). F'_r , хотя и менее интенсивно, возрастает с увеличением p_{cp} также при движении по минеральным переувлажненным грунтам. На минеральном грунте f_M значительно ниже, чем на торфяных, и растет с увеличением p_{cp} менее интенсивно. Это объясняется большим сопротивлением грунта сжатию и выдавливанию из нагруженной зоны и соответственно меньшей глубиной колеи. Средние значения f_M приведены в таблице 33, а допустимые значения p_{cp} для торфяников — в формуле (75).

При определенном значении R_1 [см. формулы (48), (53) и (56)] снижение p_{cp} для увеличения проходимости на слабых грунтах достигается проще всего увеличением линейных размеров гусениц b_r и l_6 по формулам (72) и (74). Увеличение длины и ширины опорной поверхности гусеницы по-разному влияет на глубину колеи и сопротивление движению на различных грунтах. При одинаковой опорной площади $S_0 = b_r l_6$ у более широкой и короткой гусеницы затрудняется выдавливание грунта в стороны из нагруженной зоны, уменьшается при данной скорости время пластической деформации грунта, а следовательно, глубина колеи и работа деформации. Поэтому для движения по пластичным грунтам 4-й группы предпочтительны уширенные гусеницы с меньшим отношением l_6/b_r . Для болотных тракторов $l_6/b_r=3-4$, для экскаваторов с уширенными гусеницами $l_6/b_r=2-2,2$. При движении по грунтам 3-й группы, когда грунт в стороны почти не вытесняется, деформация грунта происходит главным образом под передней частью гусеницы. Расход энергии на деформацию грунта увеличивается при увеличении ширины гусеницы b_r . Поэтому увеличение отношения l_6/b_r снижает работу деформации грунта, глубину колеи, ширину грунтозацепов. Деформация грунта здесь меньше зависит от времени контакта гусеницы с грунтом, поэтому на таких грунтах преимущество имеют уд-

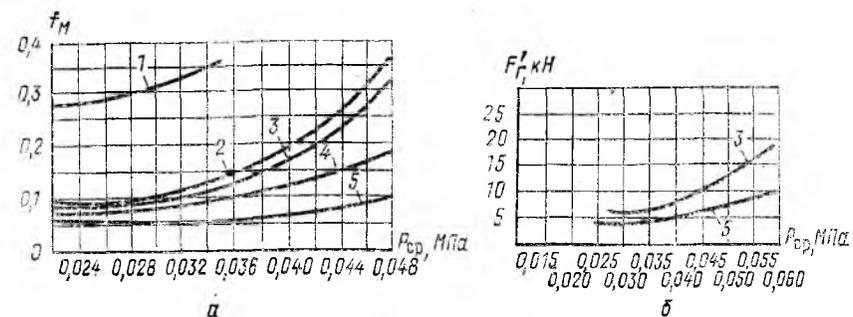


Рис. 126. Зависимость:

а — коэффициента сопротивления движению f_M от среднего удельного давления на грунт p_{cp} ; б — то же сопротивления движению F'_r ; 1 — неосушенный торф без дернины; 2 — неосушенный торф с дерниной; 3 — осушенный торф без дернины; 4 — осушенный торф с дерниной; 5 — суглинок.

линные гусеницы с большим отношением l_6/b_r . Для тракторов, предназначенных для движения по грунтам 1—3-й групп, $l_6/b_r=4,5-5$.

Среднее удельное давление является приближенным показателем для оценки проходимости машины по грунтам 4-й группы, так как при определении расчетной величины p_{cp} [см. формулы (72) (73) и (74)] не принимается во внимание распределение удельных давлений вдоль опорной поверхности, величины максимальных давлений под наиболее нагруженными опорными катками, дифферент машины, тип движителя. Поэтому, даже если p_{cp} выбрано в допустимых пределах [см. форм. (75)], оценка проходимости без учета указанных факторов может быть ошибочной.

Влияние максимального удельного давления и распределения давлений по опорной поверхности. При определенном значении среднего удельного давления p_{cp} распределение удельных давлений вдоль опорной поверхности, величина и точка приложения максимального удельного давления p_{max} будут зависеть главным образом от следующих факторов: несовпадения проекции центра тяжести базовой машины с серединой опорной поверхности; величины, направления и точки приложения равнодействующей реакций грунта на рабочее оборудование (внешней нагрузки для базовой машины). Суммарное действие рассмотренных факторов вызывает смещение центра давления базовой машины от середины опорной поверхности, что изменяет эпюру опорных давлений и максимальное давление. При движении по пластичным грунтам 4-й группы, особенно болотно-торфяным, это смещение существенно влияет на проходимость, так как чрезмерное возрастание p_{max} может вызвать местное, а затем и полное разрушение дернового покрова, увеличение дифферента, погружение машины вплоть до полной потери проходимости (полное буксование) или невозможности нести внешнюю нагрузку. Это свойственно также машинам циклического действия.

Рассмотрим действие указанных двух главных факторов на распределение удельных давлений, исключив влияние дифферента, типа и конструкции гусеничного движителя. Для этого (рис. 127) допустим, что гусеница представляет собой жесткую балку на неупругом основании, число опорных катков равно бесконечности, опорная поверхность — горизонтальная плоскость, дифферент равен нулю, машина движется равномерно и поступательно (силы инерции равны нулю).

Обозначим (рис. 127): ΣR , ΣR_r и $\Sigma R_r \operatorname{tg} \alpha$ — соответственно равнодействующую реакцию на рабочий орган (внешняя нагрузка), ее горизонтальную и вертикальную составляющие, приложенные в точке O_d на

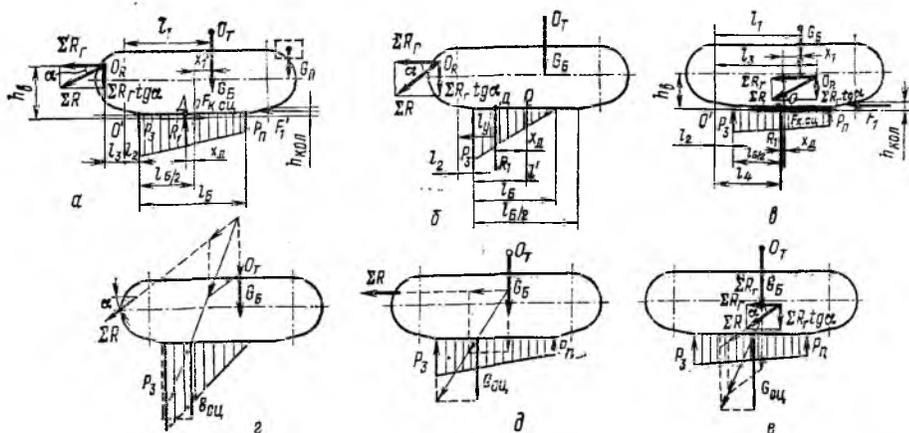


Рис. 127. Влияние величины, направления и точки приложения внешней (рабочей) нагрузки на распределение удельных давлений на грунт и сцепной вес машины на гусеничном ходу.

высоте h_b ; α — угол наклона внешней нагрузки к горизонту; G_6 — вес базовой машины; R_1 , F'_1 — суммарные вертикальная и горизонтальная составляющие реакций грунта на ходовое оборудование; $F_{к.сч}$ — касательная сила тяги по сцеплению; $G_{сч}$ — сцепной вес; O — середина опорной поверхности; $p_3 = p_{\max}$ и $p_n = p_{\min}$ — максимальное и минимальное давления.

Рассмотрим случай, когда проекция точки O на плоскость движения находится вне опорной поверхности, имеющей теоретическую длину l_6 между осями крайних опорных катков (рис. 127, а). Условие равновесия:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{O'} &= G_6 l_1 - R_1 l_4 - F'_1 h_{\text{кол}} - \Sigma R_r h_b - \Sigma R_r \text{tg} \alpha l_3 = 0, \\ G_6 - R_1 + \Sigma R_r \text{tg} \alpha &= 0. \quad l_4 = l_6/2 + l_2 - x_d. \end{aligned}$$

Решая совместно эти два уравнения и пренебрегая глубиной колес ($h_{\text{кол}} \approx 0$), получим, м:

$$l_4 = \frac{G_6 l_1 - \Sigma R_r (h_b + \text{tg} \alpha l_3)}{G_6 + \Sigma R_r \text{tg} \alpha}. \quad (100)$$

При $\alpha = 0$ $\Sigma R = \Sigma R_r$ (внешняя нагрузка параллельна поверхности движения)

$$l_4 = G_6 l_1 - \frac{\Sigma R h_b}{G_6}. \quad (101)$$

При указанных выше допущениях может быть принят трапецидальный закон изменения давлений вдоль опорной поверхности. Тогда, по закону трапеции, при $l_6 2^{-1} > l_4 - l_2 \geq l_6 3^{-1}$ (рис. 127, а) принимая, что центр давления D лежит на одной вертикали с центром тяжести трапеции, основания которой p_3 и p_n , получим:

$$l_4 - l_2 = l_6 (p_3 - 2p_n) 3^{-1} (p_3 + p_n)^{-1}. \quad (102)$$

Среднее удельное давление, как высота прямоугольника, равнолежкого по площади трапеции, равно:

$$p_{\text{ср}} = (p_3 + p_n) 2^{-1}; \quad p_3 = 2p_{\text{ср}} - p_n; \quad p_n = 2p_{\text{ср}} - p_3. \quad (103)$$

Подставляя p_3 и p_n из формулы (103) последовательно в формулу (102) и принимая значение $p_{\text{ср}}$ по формуле (72), получим после преобразований при одинаковой реакции на обе гусеницы, МПа:

$$p_3 = p_{\max} = \frac{R_1}{10^3 l_r l_6} \left(2 - 3 \frac{l_4 - l_2}{l_6} \right); \quad (104)$$

$$p_n = p_{\min} = \frac{R_1}{10^3 l_r l_6} \left(3 \frac{l_4 - l_2}{l_6} - 1 \right), \quad (105)$$

где R_1 — суммарная реакция на обе одинаково нагруженные гусеницы, кН; b_r и l_6 — соответственно ширина гусеницы и теоретическая длина опорной поверхности, м.

Если обозначить через x_d смещение центра давления D относительно середины опорной поверхности O , то, м

$$x_d = 0,5l_6 + l_2 - l_4 \quad \text{и} \quad l_4 - l_2 = 0,5l_6 - x_d. \quad (106)$$

Подставив это значение последовательно в формулы (104) и (105), получим после преобразований p_{\max} и p_{\min} , приведенные в формуле (72).

Если гусеницы нагружены неодинаково, то для наиболее нагруженной гусеницы p_{\max} и p_{\min} определяют по формуле (74) или по формулам (104) и (105), вводя соответственно вместо R_1 в числитель $2R_r$ (R_r — суммарная реакция на наиболее нагруженную гусеницу, вычисленная по формуле (55)). При $l_4 - l_2 = l_6/2$, то есть $x_d = 0$, центр давления D совпадает с O и

$$p_{\max} = p_{\min} = R_1 10^{-3} \cdot 2^{-1} b_r^{-1} l_6^{-1} = p_{\text{ср}}, \quad (107)$$

то есть эпюра давлений превращается в прямоугольник и максимальное давление равно среднему. При $l_4 - l_2 < l_6 3^{-1}$ (рис. 127, б) эпюра давлений превращается в треугольник, центр тяжести которого на одной вертикали с R_1 — на расстоянии $l' 3^{-1}$ от основания. Длина опорной поверхности уменьшается до l' . Полагая, что

$$l' = 3(l_4 - l_2) \quad \text{и} \quad R_1 = 2b_r l' p_{\text{ср}}, \quad (108)$$

получим реакцию на единицу ширины гусениц, численно равную площади треугольной эпюры

$$\frac{R_1}{2b_r} = 0,5l' p_3 10^3 = 3(l_4 - l_2) p_3 10^3 \cdot 2^{-1},$$

откуда (МПа)

$$p_{\max} = p_3 = \frac{R_1}{3 \cdot 10^3 b_r (l_4 - l_2)} = \frac{R_1}{3 \cdot 10^3 b_r \left(\frac{l_6}{2} - x_d \right)}, \quad (109)$$

$$p_{\text{ср}} = \frac{R_1}{2 \cdot 10^3 b_r l'} = \frac{R_1}{6 \cdot 10^3 b_r (l_4 - l_2)} = \frac{R_1}{6 \cdot 10^3 b_r \left(\frac{l_6}{2} - x_d \right)}. \quad (110)$$

При движении на уклоне α , вместо R_1 в формулы (104) — (110) ставится перпендикулярная к поверхности движения составляющая $R_1 \cos \alpha$.

Анализируя формулы (100) — (110), замечаем, что при горизонтальной внешней нагрузке ($\alpha = 0$) p_{\max} возрастает, а p_{\min} уменьшается по линейному закону при возрастании ΣR .

При внешней нагрузке, действующей под углом к вертикали, меньшим чем прямой угол ($\alpha > 0$), l_4 уменьшается с увеличением ΣR по гиперболическому закону. При $\alpha > 0$ p_{\min} снижается, а $p_{\text{ср}}$ возрастает по линейному закону при увеличении внешней нагрузки; p_{\max} возрастает с увеличением ΣR также по линейному закону, но интенсивнее, чем $p_{\text{ср}}$.

Когда эпюра давлений превращается в треугольник, то p_{\max} возрастает при увеличении ΣR по гиперболическому закону.

Таким образом, при расположении проекции точки O_R приложения внешней нагрузки вне опорной длины l_6 удельные давления распределяются вдоль гусеницы большей частью неравномерно. Увеличение внешней нагрузки и угла α повышает максимальное удельное давление. Чем больше угол, тем быстрее возрастает давление.

Пройодимость улучшается, когда проекция точки O_R приложения внешней нагрузки на плоскость движения находится в пределах теоретической длины опорной поверхности l_6 (рис. 127, в).

При указанных выше допущениях уравнения равновесия примут вид:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{O'} &= G_6 l_1 - R_1 l_4 - F_1 h_{\text{кол}} - \Sigma R_r h_b + \Sigma R_r \text{tg} \alpha l_3 = 0; \\ G_6 - R_1 + \Sigma R_r \text{tg} \alpha &= 0, \end{aligned}$$

откуда, считая $h_{\text{кол}}=0$, получим, м

$$l_4 = [G_6 l_1 + \Sigma R_r (l_3 \text{tg} \alpha - h_b)] (G_6 + \Sigma R_r \text{tg} \alpha)^{-1}. \quad (111)$$

Сравнивая формулы (100) и (111), определяющие l_4 , замечаем, что при прочих равных условиях и любой нагрузке значение l_4 по схеме рисунка 127, а всегда больше, чем по схеме рисунка 127, в, то есть эпюра давлений вдоль гусениц более равномерна и максимальное давление меньше, чем по первой схеме при той же внешней нагрузке. Это дает возможность правильно выбрать l_3 , а также h_b (если остальные параметры определены конструктивно) и значительно повысить проходимость машин, обеспечив равномерное распределение давлений, при наиболее вероятных значениях внешней нагрузки. Давления изменяются линейно, в зависимости от ΣR . При увеличении α по схеме рисунка 127, в возрастут p_3 и p_n , то есть длина опорной поверхности не сократится.

Увеличение угла α значительно улучшает проходимость ввиду увеличения сцепного веса $G_{\text{сц}}$ (рис. 127, в) без существенного возрастания максимального давления на грунт, а по схеме рисунка 127, а увеличение

$G_{\text{сц}}$ связано с возрастанием $p_{\text{max}}=p_3$ (рис. 127, г, д), что ухудшает проходимость.

При очень большой величине p_{max} , а тем более при сокращении длины опорной поверхности (рис. 127, б) следует изменять конструкцию для увеличения проходимости путем выравнивания эпюры давлений [см. формулу (75)], что требует увеличения l_4 и соответственно уменьшения x_d (рис. 127).

1. Для прицепных машин снижение высоты прицепного крюка (рис. 127, а) увеличивает l_4 [см. формулу (100)].

2. Установка противовеса массой $G_{\text{п}}$ на конце базовой машины, противоположном точке O_R (рис. 127, а), позволит увеличить l_4 [см. формулу (100)] при

одновременном увеличении R_1 и $p_{\text{ср}}$ [см. формулу (72)], которое должно быть в допустимых пределах [см. формулу (75)].

3. Перенесение точки приложения внешней нагрузки так, чтобы ее проекция на опорную плоскость была в пределах длины опорной поверхности l_6 (рис. 127, в). Это возможно путем навески пассивного рабочего органа на переднюю или заднюю раму, охватывающую базовую машину. При плавающем положении рабочего органа l_4 возрастает [см. формулу (111)], однако с приложением усилия подъемного механизма l_4 будет уменьшаться [см. формулу (100)] и p_{max} увеличится; этот способ применим только для рабочих органов, всегда работающих в плавающем положении, применение его ограничено.

4. Регулирование (направленное изменение) положения центра давления D путем перемещения центра тяжести O_T базовой машины, то есть изменения плеча l_1 (рис. 127, а и 128). Этот способ дает возможность сохранять оптимальное положение центра давления D , характеризующее смещением $x_{\text{допт}}$, при изменении внешней нагрузки связанного с изменением режима работы или заменой рабочего органа на одной и той же базовой машине. Для сохранения при этом постоянного положения центра давления D положение центра тяжести O_T должно быть смещено вперед или назад от середины опорной поверхности O , то есть координата x_1 должна быть переменной (рис. 127, а, 128, б). На графике показаны оптимальные положения центра тяжести $x_{1\text{опт}}$.

В общем случае (рис. 127, а) из формулы (100), принимая во внимание, что $l_4=l_6/2+l_2-x_d$, получаем, м:

$$l_1 = \left[(G_6 + \Sigma R_r \text{tg} \alpha) \left(\frac{l_6}{2} + l_2 - x_d \right) + F_1 h_{\text{кол}} + \Sigma R_r (h_b + \text{tg} \alpha l_3) \right] G_6^{-1}. \quad (112)$$

Если оптимальное смещение центра давления $x_d=x_{\text{допт}}$, то можно определить положение центра тяжести O_T , принимая $h_{\text{кол}}=0$, при любых значениях $\Sigma R = \Sigma R_r \cos \alpha^{-1}$.

Для сохранения оптимального положения центра давления D в конструкции базовой машины должен быть предусмотрен передвижной блок-противовес (рис. 129), в который входит кабина 2 с органами управления, двигатель, муфта сцепления, коробка передач и другие узлы, смонтированные на передвижной раме 1. Последняя может бесступенчато передвигаться и фиксироваться в нужном положении на основной раме 3. Передача мощности от двигателя, установленного на блок-противовесе, к главной передаче осуществляется несколькими кардано-телескопическими валами 6. Передвижением блок-противовеса меняется положение центра тяжести O_T для сохранения оптимального смещения центра давления $x_{\text{допт}}$ при замене рабочего органа или условий работы.

Этот способ сохранения оптимальной эпюры давлений является наиболее перспективным в области повышения проходимости, и он заложен в конструкции мелиоративного трактора для работы преимущественно с навесными машинами.

5. Изменение угла наклона α и величины внешней нагрузки $\Sigma R_r = \Sigma R \cos \alpha$ (рис. 127, а)

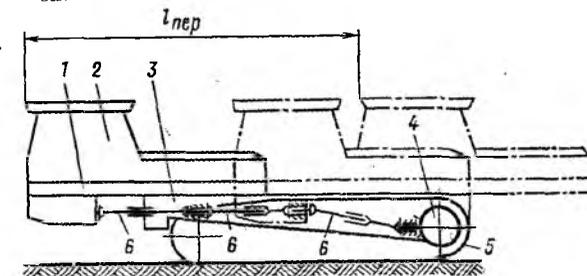


Рис. 129. Схема мелиоративного трактора с передвижным блок-противовесом:

1 - рама блок-противовеса; 2 - кабина; 3 - основная рама; 4 - главная передача и бортовые редукторы; 5 - гусеничный ход; 6 - кардано-телескопические валы.

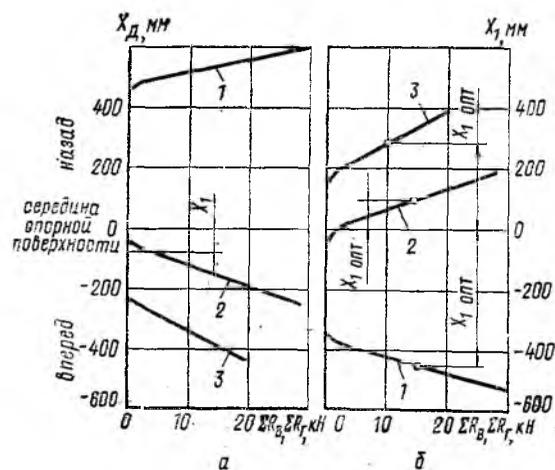


Рис. 128. Зависимость смещения центра давления и необходимого смещения центра тяжести трактора в зависимости от типа навесного рабочего органа:

а - зависимость x_d от рабочей нагрузки при $x_1=\text{const}$; б - необходимые значения x_1 при $x_d=0$ в зависимости от изменения рабочей нагрузки; 1 - двухфрезерный каналокопатель; 2 - кротодренажная машина; 3 - передний корчеватель.

дает возможность изменить l_4 (см. форм. 100), то есть положение центра давления Д.

Преобразуя формулу (100), подставляя $l_4 = l_6/2 + l_2 - x_d$, получаем, м:

$$x_d = 0,5l_6 + l_2 - [G_6 l_1 - \Sigma R_r (h_b + \text{tg } \alpha l_3)] (G_6 + \Sigma R_r \text{tg } \alpha)^{-1}, \quad (113)$$

что позволит рассчитать внешнюю нагрузку ΣR и α для получения $x_d = x_{d_{\text{опт}}}$.

Практически этот способ осуществим для регулирования эпюры давлений мелиоративных машин с пассивными прицепными и навесными рабочими органами (рис. 17, в, г), где поворотом рабочего органа в плоскости движения можно изменить величину и направление суммарной реакции на рабочий орган.

6. Применение четырехгусеничного хода: рабочий орган навешивают на раму, охватывающую сзади базовую машину и шарнирно связанную с ней в таких точках, чтобы обеспечить оптимальную эпюру давлений под гусеницами базовой машины. Задняя часть рамы шарнирно опирается на поворотную двухгусеничную тележку, движущуюся спереди рабочего органа.

При выравнивании эпюры давлений не следует стремиться, чтобы эпюра была строго прямоугольной ($x_d = 0$), так как при одинаковой нагрузке задних и передних опорных катков увеличивается погружение последних, возрастает лобовое сопротивление движению, грунт разрушается под передними катками и большая часть гусениц идет по разрушенной поверхности, что снижает проходимость. Поэтому рекомендуются соотношения, приведенные в формуле (75), однако при этом не учитываются все явления взаимодействия гусеницы с грунтом и конструкция движителей.

Влияние дифферента машины. Дифферентом называется угол наклона опорной поверхности машины к горизонту. При движении машины по слабым грунтам происходит разрушение грунта вдоль опорной поверхности и несущая способность грунта спереди больше, чем сзади. Из-за этого, а также неравномерного распределения давлений вдоль опорной поверхности машина движется с дифферентом — положительным при наклоне назад и отрицательным при наклоне вперед. Наименьшие значения пиковых удельных давлений получаются в транспортном положении при положительном дифференте $1^\circ 50'$ для эластичной и $1^\circ 15'$ для жесткой гусеницы и соответственно под нагрузкой $0^\circ 40'$ и $0^\circ 33'$. Этим значениям оптимального дифферента соответствуют оптимальные смещения центра давления $x_{d_{\text{опт}}}$.

Влияние типа движителя. Реальная эпюра давлений не ограничивается прямой линией (рис. 127), а показывает пики нагрузок под опорными катками. Это значительно ухудшает проходимость по пластичным

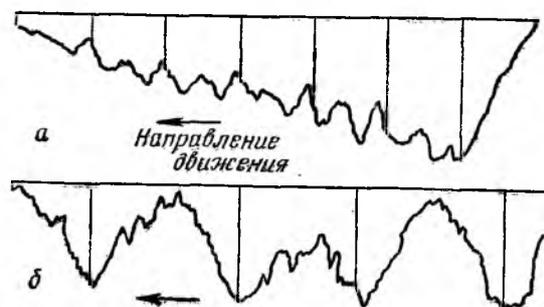


Рис. 130. Эпюры давлений под жесткой (а) и эластичной (б) гусеницей на слабых грунтах.

грунтам 4-й группы, так как 60—70% общего сопротивления движению связано с деформацией грунта под всей опорной поверхностью. Пики давлений под катками особенно резко выражены у эластичной гусеницы (рис. 130, б), у жесткой — они более равномерны и значительно меньше (рис. 130, а), опорная поверхность используется более полно. В связи с этим глубина колеи у эластичной гусеницы в 1,3—1,45, работа деформации пластичного грунта на 30—40% и дифферент на 1—2° больше, чем у жесткой, при одинаковых положениях центра давления. Поэтому при одинаковых условиях нагрузка на грунт от жесткой гусеницы может быть на 10—20% выше и проходимость на 30—40% лучше, чем при эластичной.

Влияние сцепления гусениц с грунтом. В условиях движения по слабым пластичным грунтам тяговое усилие машины на гусеничном ходу ограничивается условиями сцепления. Тяговое усилие (крюковое усилие) по сцеплению (кН) в соответствии с формулами (30) и (65), кН

$$F_{т.сц} = F_{кр.сц} = F_{н.сц} - R_1 f_m = G_{сц} k_{сц} - G_{сц} f_m \cong G_{сц} (k_{сц} - f_m), \quad (114)$$

где $F_{н.сц}$ — максимальное касательное усилие на гусеницах по сцеплению, кН; $G_{сц}$ — сцепной вес; f_m и $k_{сц}$ — соответственно коэффициенты сопротивления движению и сцепления (табл. 33).

При повышении тягового усилия по сцеплению $F_{т.сц}$ с увеличением $k_{сц}$ и снижением f_m при постоянном $G_{сц}$ проходимость увеличивается [см. формулу (114)]. $k_{сц}$ зависит от всех рассмотренных выше факторов.

Чем выше влажность грунтов, меньше толщина дернины и сопротивляемость грунта сжимающим и сдвигающим нагрузкам, тем меньше $k_{сц}$. На болотно-торфяных почвах максимальное значение $k_{сц}$ достигается при коэффициенте буксования [см. форм. (13)] $k_6 = 8—15\%$, так как это соответствует наибольшему сопротивлению сжатой касательными силами дернины, пока еще не разорваны связи сдвигаемой части с массивом.

С увеличением $\rho_{ср}$, $h_{кол}$, $\rho_{тах}$, x_d (рис. 127) и дифферента возрастают погружение, разрушение дернового покрова и соответственно снижаются $k_{сц}$ и $F_{т.сц}$ (рис. 131, а). При смещении центра тяжести, а следовательно, и центра давления от оптимального положения увеличивается $\rho_{тах}$, снижается $k_{сц}$ и возрастает f_m , вследствие чего уменьшается крюковая мощность $N_{кр}$, скорость движения v_m и возрастает коэффициент буксования k_6 (рис. 131, б). Чем больше $F_{кр}$ (внешняя нагрузка), тем больше коэффициент буксования.

Маневренность машин. Она характеризуется минимальным радиусом поворота. При глубокой колее, образующейся в болотно-торфяном грунте, в момент торможения одной из гусениц малая величина коэффициента сцепления вызывает сильное буксование забегающей гусеницы, что заставляет растормозить другую гусеницу, увеличивая радиус поворота. Кроме того, в результате буксования машина наклоняется в сторону забегающей гусеницы, что вызывает самопроизвольный поворот в обратную сторону при растормаживании отстающей гусеницы. Снижение удельного давления и повышение коэффициента сцепления улучшают маневренность машин. С увеличением радиуса поворота дерновый слой повреждается меньше.

Влияние конструкции ходового оборудования. Грунтозацепы для торфяных грунтов должны быть тупыми, со скошенными углами и ограниченной высотой, чтобы они меньше повреждали и прорезали дерновый покров.

Соотношение между шагом опорных катков l_k и шагом звена гусеницы $l_{зв}$ должно быть в пределах $l_k \cdot l_{зв}^{-1} \leq 1,7—2,0$, что способствует более равномерному распределению давления под катками и между ними. Звенья гусениц должны иметь отверстия для пропуска воды, выжимаемой из влажного грунта.

Увеличение площади грунтозацепов за счет их уширения увеличивает тяговое усилие по сцеплению $F_{т.сц}$ при уширении гусениц до 700—750 мм. почти пропорционально ширине, так как возрастает площадь грунта, захватываемая грунтозацепами. Увеличение числа грунтозацепов путем удлинения гусениц менее эффективно, так как большее число грунтозацепов, идущих по одному следу, способствует сдвигу грунта и буксованию. Это еще раз подтверждает целесообразность уширения гусениц. Желательно высокое расположение ведущих и натяжных звездочек и колес для меньшего разрушения дернового покрова. Однако угол подъема к горизонту гусеничной ленты в лобовой части должен быть таким, чтобы при образовании наибольшей колеи угол между касательной к окружности направляющего колеса и поверхностью грунта в точке их пересечения был $22—34^\circ$ во избежание образования призмы волочения перед лобовыми участками гусениц.

Влияние скорости движения. Скорость движения 100—500 м/ч не оказывает существенного влияния на проходимость машин по слабым грунтам, но с увеличением скорости, особенно выше 2—3 км/ч, уменьшается глубина колеи, коэффициент буксования (на 6—15%) и сопротивление движению, проходимость возрастает. Это объясняется увеличением сопротивления грунта вертикальным и горизонтальным нагрузкам вследствие накопления энергии в грунте при быстром возрастании нагрузки, превышающем скорость релаксации — рассеивания энергии. В результате возрастают $k_{сц}$ и $F_{т.сц}$. Поэтому, если допускает внешняя нагрузка, переход на высшую передачу увеличивает проходимость машины по слабым грунтам и маневренность машины.

Влияние дорожного просвета (клиренса). Он должен быть не меньше $h_{мин} = 1,1h_{нер}$ ($h_{нер}$ — максимальная высота неровностей). Обычно $h_{мин} \geq 400—500$ мм для проходимости по местам, где образуется глубокая колея, в моменты значительного буксования, при проходе через кочки и другие неровности.

Учитывая дифферент машины назад, минимальный дорожный просвет $h_{мин}$ желательнее иметь спереди или в средней части машины, а сзади $h_{макс} = h_{мин} + h_{кол}$ ($h_{кол}$ — глубина колеи под задними звеньями

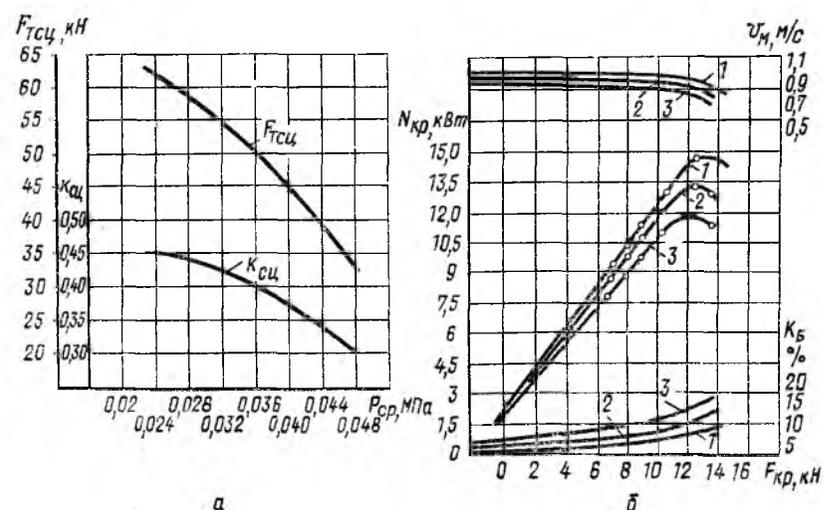


Рис. 131. Зависимость:

а — коэффициента сцепления $k_{сц}$ и тягового усилия $F_{т.сц}$ от среднего удельного давления машины на грунт $p_{ср}$; б — мощности $N_{кр}$, скорости v_m и коэффициента буксования k_b трактора от внешней (крюковой) нагрузки $F_{кр}$ и положения центра тяжести; 1 — $x_1 = -4,5$ см; 2 — $x_1 = +7,5$ см; 3 — $x_1 = +19,5$ см.

гусениц). Нижняя часть корпуса машины должна быть гладкой и герметичной для уменьшения сопротивления при погружении гусениц до контакта днища с грунтом, во избежание образования призмы волочения под корпусом.

§ 3. Особенности конструкции болотных и мелиоративных тракторов

Тракторы болотной модификации на базе стандартных гусеничных тракторов имеют удлиненно-уширенный гусеничный ход ($p_{ср}$ до 0,025—0,03 МПа), вынесенный вперед двигатель, увеличенный дорожный просвет, срезанные с бортов грунтозацепы, более широкий диапазон скоростей, ходоуменьшители.

Уширенно-удлиненный гусеничный ход применяют также в болотных модификациях машин циклического действия (одноковшовые экскаваторы и др.).

Все эти конструктивные особенности несколько улучшают проходимость на слабых грунтах, но далеко не удовлетворяют требованиям к проходимости мелиоративных машин, особенно по неосушенным болотно-торфяным грунтам.

Для использования тракторов с прицепными машинами в труднопроходимых местах и резкого увеличения тягового усилия их оборудуют лебедками и якорными устройствами (рис. 132). Это устройство имеет упорную плиту 8 с выступами 7 на подъемной раме 4. В рабочем положении трактор затормаживают и плиту опускают в грунт при помощи лебедки 2 или гидроцилиндров 9. Тяговая лебедка 2 помещена сзади или спереди трактора и имеет привод от вала отбора мощности или переднего конца коленчатого вала. Якорный трактор отходит от буксируемой машины на 50—150 м и подтягивает ее лебедкой 2. Сопротивление сдвигу заторможенного трактора с якорем в зависимости от грунтовых условий достигает $(2,5—3)G_{тр}$ на минеральных грунтах и $(1,8—2)G_{тр}$ на болотно-торфяных грунтах, что позволяет осуществить значительные тяговые усилия на лебедке и при необходимости с тягой через полиспаст.

Значительное улучшение маневренности и проходимости на слабых грунтах при значительных тяговых сопротивлениях, требующих тандемного соединения тракторов, достигается при помощи активного сцепного устройства (рис. 133), которое обеспечивает при помощи шарового пальца 14 с вертлюгом 7 и поворотного пальца 15 взаимное перемещение полурам 1 и 4 в трех плоскостях. Поворот достигается при помощи двух гидроцилиндров 2 и 10, обеспечивающих принудительное регулирование взаимного положения тракторов, без применения тракторных механизмов поворота, то есть без выключения гусениц и перегрузки забегавшей гусеницы, что исключает разрушение дернового покрова при повороте машин.

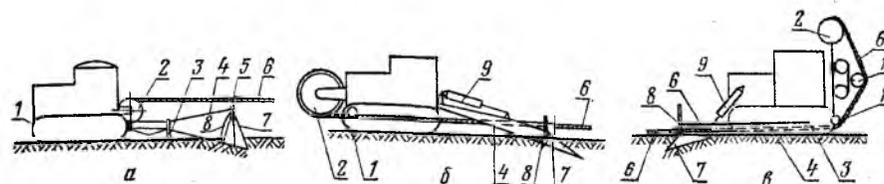


Рис. 132. Схемы якорного устройства:

а — со складывающейся рамой, задней лебедкой и канатным подъемным механизмом; б — с цельной рамой, передней лебедкой и гидроприводом; 1 — уширенные гусеницы; 2 — навесная лебедка; 3 — шарниры рамы; 4 — рама; 5 — кронштейны для крепления каната; 6 — тяговый канат; 7 — упорные выступы; 8 — упорная плита; 9 — гидроцилиндры; 10 — направляющие ролики.

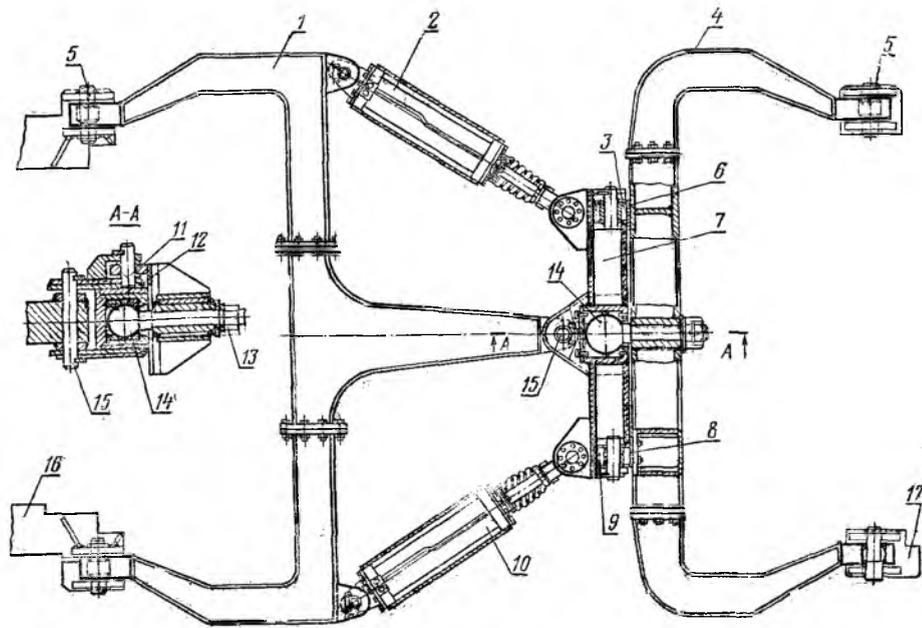


Рис. 133. Схема активного шарнирно сочленяющего устройства двух тракторов:
1, 4 — передняя и задняя охватывающие полурамы; 2, 10 — поворотные гидроцилиндры; 3, 9, 11 — опорные катки; 5 — упругие шарниры; 6, 8, 12 — кронштейны; 7 — вертлюг; 13 — гайка; 14 — шаровой палец; 15 — вертикальный поворотный палец; 16, 17 — гусеничные тележки переднего и заднего тракторов.

В дальнейшем будут созданы мелиоративные тракторы с передвижными блок-противовесами мощностью 80—120 кВт и массой 13—23 т, в том числе 0,25—0,35 т — масса блок-противовеса, который может передвигаться в пределах $l_{\text{пер}} = 280—1100$ мм (рис. 129). Это позволит навешивать спереди и сбоку машины навесное оборудование, создающее момент 14—46 кН·м (массой 3—5 т) и сзади — 37—250 кН·м (массой 11—25 т) при сохранении оптимального положения центра давления путем смещения блок-противовеса (см. форм. 112). Благодаря развитой опорной поверхности гусеничного хода ($p_{\text{ср}} = 0,017—0,025$ МПа) мелиоративные тракторы могут служить базовой машиной ряда мелиоративных машин, работающих на осушении и освоении земель (каналокопатели, корчеватели, кусторезы, шеледренажные и кротодренажные машины, каналоочистители, дренаукладчики, машины для уничтожения растительности, стабилизации откосов и др.), а также для машин, работающих в орошаемых зонах при высоком уровне грунтовых вод.

Глава 12. АВТОМАТИЗАЦИЯ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

§ 1. Основные направления автоматизации мелиоративных машин

Автоматизация управления рабочими процессами мелиоративных машин ведется по двум основным направлениям: автоматическое управление рабочими органами для повышения качества выполнения операций (выдерживание заданной прямолинейности сооружения в плане, высотного положения рабочего органа для получения заданного про-

дольного уклона и горизонтальной планировки и в некоторых случаях поперечного уклона выполняемого сооружения); автоматическое управление агрегатами машин, параметры которых влияют на количественную сторону рабочего процесса, обеспечивая наиболее эффективное использование машины (оптимизация режима работы двигателя, режима работы машины по величине тягового усилия, буксованию, режиму процесса копания, заполнению ковша или отвала и т. д.).

§ 2. Устройство каналов и дрен с заданным уклоном и автоматизация процесса

Каналы и дрены всех видов должны иметь прямолинейное дно или ось с определенным уклоном к горизонту, обусловленным мелиоративными требованиями.

Каналы или дрены с заданным уклоном прокладывают в большинстве случаев, перемещая рабочий орган (пространственная ориентация) по отношению к опорной поверхности машины во время ее движения. Характер этого перемещения зависит от условий прокладки канала или дрены и от рельефа поверхности грунта. Различают движение машины по ровной горизонтальной поверхности, по ровной поверхности, имеющей постоянный уклон, и по поверхности с неровным рельефом.

В первом случае для получения заданного уклона ($i_y = \text{tg } \alpha_y$) надо опускать или поднимать нижнюю днообразующую кромку рабочего органа со скоростью, зависящей от скорости движения машины.

Уклон (рис. 134, а) равен:

$$i_y = \text{tg } \alpha_y = hl^{-1}, \quad (115)$$

где α_y — угол наклона дна или оси дрены к горизонту; h — вертикальная проекция пути нижней точки рабочего органа за время перемещения машины на расстояние l (горизонтальная проекция пути l').

Во втором случае уклон (рис. 134, б) определяют по формуле:

$$\text{tg } \alpha_y = hl^{-1} = (h_1 + h_2)l^{-1}; \quad h_1 = l \text{tg } \alpha_n; \quad h_2 = h - h_1, \quad (116)$$

где α_n — угол наклона поверхности к горизонту, направление которого совпадает с направлением уклона сооружения; h_1, h_2 — вертикальные проекции пути перемещения нижней кромки рабочего органа на длине перемещения машины.

Если направление уклона поверхности обратно направлению заданного уклона сооружения, то для получения того же уклона $\text{tg } \alpha_y$ за время перемещения машины на расстояние l вертикальная проекция пути рабочего органа должна равняться

$$h + h_1 = l(\text{tg } \alpha_y + \text{tg } \alpha_n). \quad (117)$$

Если l' — длина пути, пройденного нижней кромкой рабочего органа, то в первом случае

$$h = l' \sin \alpha_y. \quad (118)$$

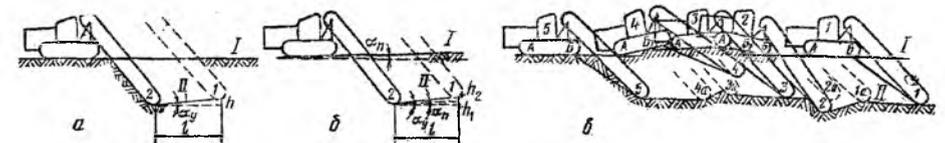


Рис. 134. Различные случаи движения машины при прокладке каналов и дрен с уклоном:

а — при движении по ровной горизонтальной поверхности; б — при движении по ровной поверхности с постоянным уклоном; в — при движении по поверхности с неровным рельефом; I — поверхность, по которой движется машина; II — профиль дна канала или траншеи; 1, 2, 3, 4, 5 — последовательные положения рабочего органа.

В третьем случае непрерывный подъем или опускание рабочего органа не может обеспечить заданный уклон. При движении машины по неровной поверхности (рис. 134, в) дно канала, траншеи или оси дрены копирует в искаженном виде рельеф поверхности. Для получения прямолинейного с нужным уклоном дна канала, траншеи или оси дрены необходимо, чтобы днообразующая кромка рабочего органа в каждый момент двигалась по прямой с заданным уклоном независимо от высотного положения и угла наклона опорной поверхности машины. Для этого нужна специальная система, изменяющая положение рабочего органа в первом и во втором случаях по заданной программе, в третьем случае — в зависимости от положения машины. В практике мелиоративных работ чаще всего встречаются поверхности с неровным рельефом.

Управление рабочими органами мелиоративных машин с целью выдерживания заданного продольного профиля дна канала, траншеи или оси дрены может осуществляться копирным или бескопирным способами.

Копирный способ предполагает предварительную установку копирной линии или поверхности, которые выполняют роль физически заданной неподвижной системы отсчета (координат). Такая система отсчета задает продольный профиль сооружения и является базой (задатчиком), от которой измеряется фактическое положение нижней кромки рабочего органа.

В качестве копира может служить оптическая ось, копирная проволока, световой луч, лазерный луч, спланированная поверхность и др.

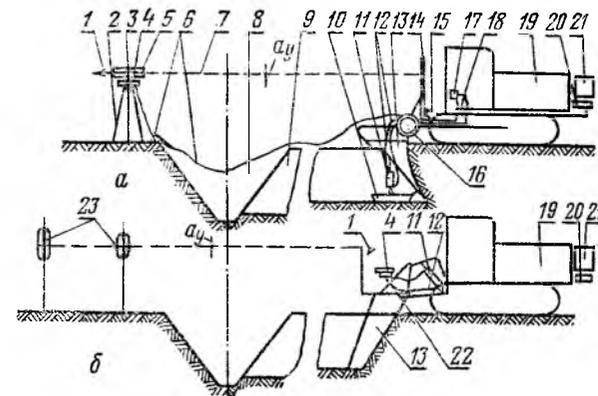
Характерным признаком бескопирного способа является отсутствие специальной копирной линии. Бескопирные системы автоматического управления рабочими органами для выдерживания заданного уклона делятся на две подгруппы: с заданной программой движения рабочего органа в зависимости от времени или пройденного пути и самоориентирующиеся.

По степени автоматизации копирные системы выдерживания заданного уклона бывают с ручным и автоматическим регулированием; бескопирные системы — только с автоматическим.

Системы ручного регулирования уклона, базирующиеся на оптической оси. Копирная линия — оптическая ось 7 нивелира 5 (рис. 135, а) или визирок 23 (рис. 135, б). Нивелир устанавливают на расстоянии 25—50 м от начала прокладки канала или дренажной траншеи и закрепляют так, что оптическая ось инструмента параллельна дну сооружения с заданным уклоном. Во время прокладки канала или дрены оператор через визирную трубку инструмента наблюдает за визирной рейкой 14 или горизонтальной струной — визиром, установленным на рабочем органе 13 близко к вертикали, в которой расположена режущая кромка рабочего органа, образующая дно канала или траншеи. Отклонение отметки на визирной рейке или струны от визирной оси инструмента вверх или вниз свидетельствует об отклонении от заданной глубины копания. В этом случае оператор с дистанционного пульта управления включает механизм управления рабочим органом (исполнительный элемент — ИЭ и регулирующий орган — РО) соответственно на подъем или опускание до возвращения отметки на визирной рейке на оптическую ось. Дистанционное управление от пульта 4 осуществляется при помощи электрического кабеля 6. Реле 18, установленное на тракторе или пульте, включает электрогидравлический золотник 17 (ИЭ), управляющий регулирующим гидроцилиндром 11 (РО). Последний опирается через лыжу 10 на дно канала. Подъемный гидроцилиндр 15 находится в плавающем положении. Возможно также управление с помощью беспроводного дистанционного пульта.

Рис. 135. Схемы систем для ручного регулирования уклона, базирующиеся на оптическую ось:

а — нивелира; б — визирок; 1 — глаз оператора; 2 — стойка; 3 — установочные механизмы; 4 — пульт управления; 5 — нивелир; 6 — кабель; 7 — оптическая ось; 8 — коллатор; 9 — прокладываемый канал; 10 — опорная лыжа; 11 — регулирующий гидроцилиндр; 12 — гидростланги; 13 — рабочий орган; 14 — визирная рейка; 15 — подъемный гидроцилиндр; 16 — поперечная труба; 17 — золотник с электроуправлением; 18 — реле; 19 — трактор; 20 — гидронасос; 21 — масляный бак; 22 — золотник; 23 — визирка.



Оптическую ось устанавливают также визирками. Две визирки 23 (рис. 135, б) ставят на линии, параллельной заданной оси канала или дрены, на расстоянии 20—30 м одна от другой так, чтобы их общая ось в вертикальной плоскости была параллельна дну с заданным уклоном. Третью визирку ставят на рабочем органе. Оператор на рабочей площадке непрерывно следит за совмещением оптической оси всех трех визирок. При отклонении передней визирки вверх или вниз оператор опускает или поднимает рабочий орган до совмещения визирок на одной оси, переключая золотник 22 регулирующего гидроцилиндра 11.

Системы ручного регулирования уклона, базирующиеся на оптической оси, требуют напряженного внимания. Это является основной причиной быстрой утомляемости оператора и сказывается на качестве регулирования. При ручном регулировании скорость машины не должна превышать 500—1000 м/ч, что значительно снижает производительность машин с пассивными рабочими органами. При удалении визирных устройств на расстояния более 50—60 м видимость их ухудшается и возрастают ошибки регулирования. Качество строительства мелиоративных сооружений с заданным уклоном резко ухудшается при движении машины на местности с неровным рельефом.

§ 3. Копирные системы автоматического регулирования уклона мелиоративных сооружений

Принцип действия копирной системы автоматического регулирования уклона (САРУ) состоит в том, что проектный профиль мелиоративного сооружения задается с помощью копира, который выполняет роль задатчика уклона. Датчик САРУ устанавливают на рабочем органе машины. Отклонение датчика от заданной линии преобразуется в сигнал управления регулирующим органом, который возвращает рабочий орган в заданное положение (рис. 136). Наибольшее распространение в настоящее время получили задатчики в виде механического и лучевого (светового и лазерного) копиров.

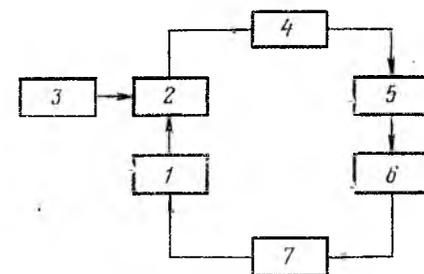


Рис. 136. Блок-схема копирной системы регулирования уклона:

1 — датчик уклона; 2 — схема сравнения; 3 — задатчик уклона (копир); 4 — преобразователь; 5 — исполнительный элемент; 6 — регулирующий орган; 7 — рабочий орган.

САРУ с механическим копиром. В качестве задатчика уклона (ко-

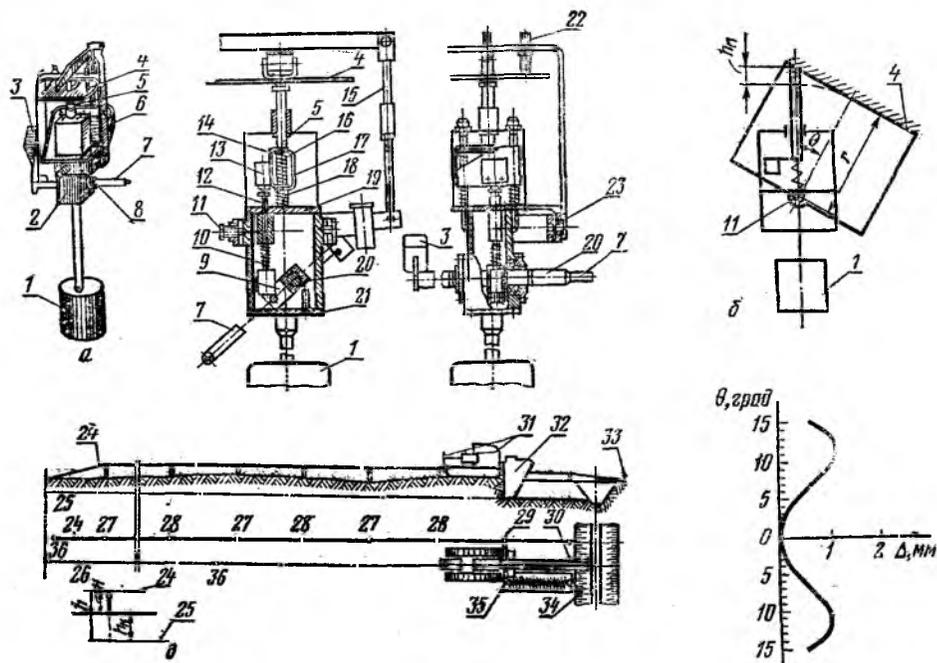


Рис. 137. Система регулирования уклона по копируемому тросу:

a — датчик высотного положения рабочего органа; *б* — схема компенсатора погрешности; *в* — график уравнения некомпенсированной ошибки; *г* — схема прокладки траншеи с заданным уклоном с помощью копирующего троса; *д* — схема определения высоты подвески троса; 1 — груз; 2 — корпус; 3 — противовес; 4 — пластина; 5 — копирующий палец; 6 — кронштейн рабочего органа; 7 — коленчатый шуп; 8 — промежуточная рама; 9 — рычаг; 10, 18 — пружина; 11 — конус; 12 — толкатель; 13 — переключатель; 14, 17 — держатели; 15 — тяга; 16 — направляющие; 19 — верхняя крышка; 20 — вал; 21 — нижняя крышка; 22 — регулировочный винт; 23 — шарнир; 24 — трос; 25 — профиль дна траншеи; 26 — ось траншеи; 27 — промежуточные штативы; 28 — опорные штативы; 29 — шуп датчика механизма уклона; 30 — прокладываемая траншея; 31 — визирки на машине; 32 — рабочий орган; 33 — упорный столбик; 34 — коллектор; 35 — кавальер грунта; 36 — вешка.

пира) наиболее часто применяется копирующий трос. Натянутый копирующий трос 24 (рис. 137) устанавливается на опорных 28 и промежуточных 27 штативах по линии, параллельной оси прокладываемой траншеи. В вертикальной плоскости трос натягивают по нивелиру параллельно дну с заданным уклоном к горизонту. Высота подвески троса над поверхностью грунта в каждой точке (рис. 137, *г*) $H = h - h_k$ (где h — расстояние по вертикали от шупа датчика механизма уклона в горизонтальном положении до нижней точки рабочего органа; h_k — проектная глубина копания в той же точке по данным нивелировки). К копиру прижимается шуп 7 (рис. 137, *а*) датчика, установленного на кронштейне рамы рабочего органа машины в продольной плоскости симметрии. Датчик снабжен компенсатором погрешности, возникающей при изменении угла наклона рабочего органа в продольной и поперечной плоскостях.

Датчик высотного положения рабочего органа (рис. 137, *а*) состоит из корпуса 2, в котором на подшипниках установлен вал 20 коленчатого шупа 7 с противовесом 3. Рычаг 9 закреплен на валу параллельно колену шупа 7 и с помощью ролика перемещает толкатель 12, снабженный пружиной 10 для обеспечения постоянного поджатия к рычагу. Толкатель действует на электрический переключатель 13, замыкая или размыкая его контакты. К верхней крышке прикреплены направляющие 16, по которым перемещаются держатели 14 и 17 с переключателем. Пружины 18 прижимают держатель через копирующий палец 5 к пластине 4, положение которой регулируется винтами 22 и

тягой 15. Датчик прикреплен к кронштейну рабочего органа с помощью шарниров, промежуточной рамы, конусов 11 и удерживается в вертикальном положении грузом 1, закрепленным на нижней крышке 21. При отклонении рабочего органа от заданного высотного положения конец шупа перемещается, поворачивая вал 20 с рычагом 9, которым через толкатель 12 замыкает соответствующие контакты переключателя, вырабатывая управляющий сигнал. Действие компенсатора погрешности основано на том, что при изменении угла наклона рабочего органа в вертикальной и горизонтальной плоскостях пластина 4 поворачивается относительно вертикально расположенного корпуса 2 датчика, а пружина 18 перемещает копирующий палец 5 вместе с переключателем 13 в вертикальном направлении. Перемещение переключателя изменяет момент включения контакта и этим обеспечивает необходимую компенсацию погрешности.

При изменении угла поперечного наклона рабочего органа пластина 4 поворачивается относительно корпуса 2 вокруг шарнира 23, что приводит также к перемещению переключателя 13 через копирующий палец 5 и компенсирует ошибку от поперечного уклона. Ошибка измерения положения днобразующей кромки рабочего органа имеет следующий вид:

$$\Delta k = k(1 - \cos \theta), \quad (119)$$

где k — расчетная постоянная древоукладчика (расстояние от копира до дна траншеи); θ — изменение угла наклона рабочего органа (в продольной плоскости — от среднего его значения, в поперечной плоскости — от вертикального положения).

Перемещение переключателя 13 в датчике происходит по закону:

$$h_n = \frac{r}{\cos \theta} (1 - \cos \theta), \quad (120)$$

где r — расстояние по нормали от шарниров 23 и 11 до пластины 4.

Некомпенсированная ошибка (рис. 137, *в*)

$$\Delta = (1 - \cos \theta)(k - k_m r \cos^{-1} \theta), \quad (121)$$

где k_m — коэффициент передачи от шупа 7 к толкателью 12.

Элементы управления и контроля автоматического регулирования смонтированы на пульте в кабине машиниста (рис. 138). Напряжение 12 В подано на одну из клемм электромагнитов 9 и 10 управления золотником исполнительного гидропривода. Другая клемма каждой обмотки подключена к нормально открытым контактам своей кнопки управления и от нее через нормально замкнутые контакты другой кнопки на свой «выключатель автоматики» 6 и 7. Второй нормально открытый контакт обеих кнопок управления постоянно подключен к массе. Это обеспечивает блокировку сигналов датчика при работе кнопок и позволяет пользоваться ими без включения системы в работу. Одновременно напряжение 12 В подано на входную клемму «выключателя сигнализации» 8, при переключении которого в рабочее положение начинает работать измерительная часть схемы, состоящая из датчиков 13 и сигнальных ламп.

С выходной клеммы напряжение поступает на сигнальные лампы 1 и 2 и после них на входные клеммы «выключателей автоматики» 6 и 7. С выходных клемм «выключателей автоматики» напряжение поступает на контакты 12 «вверх» и «вниз» датчика. Средний подвижной контакт 15 датчика постоянно подключен к массе и механически связан с коленчатым шупом 14 (как указано выше (см. рис. 137)). При изменении высотного положения рабочего органа средний контакт 15 (рис. 138) меняет свое положение и замыкает один из контактов 12 на массу. При этом загорается одна из сигнальных ламп 1 и 2, по сигналам которых

оператор может вручную включать золотник гидропривода вверх или вниз. Для включения системы на автоматический режим служат выключатели автоматики 6 и 7, при переключении которых в рабочее положение подключаются обмотки электромагнитов 9, 10 (параллельно сигнальным лампам) к контактам 12 датчика 13 «вверх» или «вниз» через входные клеммы выключателей автоматики.

Электромагниты 9 и 10 управляют работой золотника исполнительного гидроцилиндра, перемещающего рабочий орган вверх или вниз в зависимости от отклонения щупа 14 датчика 13. Перемещение идет в сторону уменьшения рассогласования до исчезновения сигнала датчика 13, то есть возвращения рабочего органа в высотное положение, соответствующее заданному уклону, когда подвижной контакт 15 датчика 13 войдет в зону нечувствительности (нет контакта с контактами 12).

САРУ со световым копиром. Прибор управления лучом (ПУЛ) предназначен для управления рабочим органом по копиру в виде модулированного светового луча и находит применение при прокладке осушительных и оросительных каналов. Система состоит из направляющего устройства (рис. 139, а), устанавливаемого на трассе сооружаемого объекта, и приемного устройства (приемника) 30 (рис. 139, г), расположенного на управляемой машине. Направляющее устройство (рис. 139, а) служит для создания светового копира вдоль трассы.

Оптическая система (рис. 139, б) прожектора обеспечивает автоматическое регулирование в вертикальной плоскости. Световой поток лампы 19 усиливается отражателем 18 и через конденсоры 20 и 22.

подается на зеркало 23, расположенное на одной вертикали с разделительной призмой 21. Между зеркалами и призмой световые потоки модулируются дисками 27, вращающимися с постоянной скоростью и имеющими прорези 24, с различным шагом, которые вызывают мигание (модуляцию) луча. Верхний поток модулируется частотой 1500 Гц, нижний — частотой 900 Гц. Разделительная призма направляет поток в объектив 29. Объектив проектирует горизонтальное ребро разделительной призмы, являющееся геометрической границей раздела частот. В горизонтальной плоскости, проходящей через ось прожектора, образуется равносигнальная зона — РСЗ (рис. 139, г), где лучистая энергия обеих частот одинакова.

Оптическая система вместе с модулирующими дисками размещается в корпусе прожектора 11 (рис. 139, а). В правой боковой части корпуса установлен уровень 10 с винтовым механизмом 8 для задания уклона. Задание уклона проводится путем рассо-

гласования уровня относительно оптической оси прожектора. В левой боковой части корпуса установлена визирная трубка, служащая для наводки прожектора 11 на приемник 30 и визуального контроля за работой системы. В верхней части корпуса установлен мотор 9 модулятора. Корпус прожектора соединяется с лимбом 12 с помощью плоской пружины 13 и наводящего винта 5. Лимб позволяет наводить прожектор в горизонтальной плоскости с помощью шкалы, зажимного 7 и наводящего 6 винтов. На лимбе расположен круглый уровень, служащий для установки вертикальной оси прожектора в отвесное положение. Прожектор крепится на фланце подъемного устройства, состоящего из треножника 3 с винтами 15 горизонтирования и подъемной штанги 4, которая фиксируется цапговым зажимом 14. Прибор поджимают вращением рукоятки 17. Подъемное устройство закрепляется на штативе 16.

Лампа 19 прожектора питается постоянным током, а двигатель — переменным (24 В, 100 Гц) с помощью преобразователя напряжения 1.

Приемное устройство служит для определения положения рабочего органа относительно копира по высоте и выработки команд для его возвращения в равносигнальную зону (РСЗ) с помощью исполнительного привода.

Фотоприемник (рис. 139, д) представляет собой корпус с объективом, в фокальной плоскости которого помещен фотодиод, служащий измерителем световой энергии. Снаружи объектив закрыт инфракрасным светофильтром, который срезает видимую область излучения, попадающую на приемник, и тем самым уменьшает влияние излучения фона. Приемник 30 устанавливают на раме рабочего органа машины и дополнительно снабжают визиром для наводки на прожектор. Отклонение машины в вертикальной плоскости изменяет положение фотодиода по отношению к модулированному лучу.

Сигнал фотодиода, снимаемый после усиления, подается на избирательный усилитель, где разделяется на два канала в соответствии с их рабочими частотами. Сигнал каждой частоты усиливается по напряжению и мощности и поступает на схему сравнения, на выходе которой стоит поляризованное реле, включающее промежуточные реле. Последние управляют электромагнитами золотника исполнительного гидроцилиндра 31, опирающегося на лыжу 32, скользящую по дну канала. Под действием гидроцилиндра 31 рабочий орган 33 поднимается или опускается, пока фокальная плоскость фотоприемника 30 попадет в равносигнальную зону (РСЗ) и сигнал снизится до нуля, что будет соответствовать положению нижней точки рабочего органа на линии заданного уклона.

Для обеспечения управления машиной в горизонтальной плоскости оптическая система снабжена светофильтром 26, окрашивающим левую половину луча в красный цвет, а правую — в синий (рис. 139, в). Граница раздела цветов проходит через ось прожектора и перпендикулярна к ребру разделительной призмы, то есть вертикальна. Водитель, наблюдая окраску луча в боковом зеркале, может судить о положении машины относительно луча.

Испытания ПУЛ-3 показали, что обеспечивается выполнение общего уклона дна канала с точностью $\pm 20''$ с местными неровностями до ± 3 см на длине 10 м на всей дальности действия (до 500 м).

САРУ с лазерным копиром. Применение лазерного излучения в качестве копирной линии является наиболее перспективным в создании автоматических копирных систем.

Сигналы с лазерным излучением обладают высокой защитой от помех, что определяется спектральной плотностью мощности излучения, позволяющей применять узкополосные фильтры и резонансные усилители. В настоящее время промышленность выпускает газовые лазеры

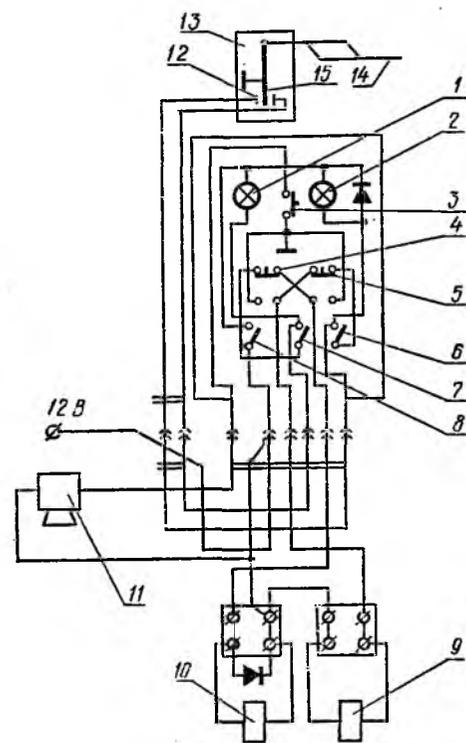


Рис. 138. Принципиальная схема системы регулирования уклона по копируной проволоке:

1, 2 — сигнальные лампы; 3, 4, 5 — кнопки; 6, 7, 8 — выключатели; 9, 10 — электромагниты; 11 — звуковой сигнал; 12 — контакты датчика; 13 — датчик; 14 — коленчатый щуп; 15 — средний подвижный контакт датчика.

с мощностью излучения до нескольких десятков милливольт. Дальность действия лазерных систем управления при использовании гелий-неоновых лазеров мощностью до 2 МВт достигает 10 км. Точность определения координат контролируемых объектов зависит от размеров луча и диаметра входного отверстия приемника.

САУ со светочувствительной матрицей. Она состоит из лазерного излучателя 1 (рис. 140, а), задающего направление, и фотоприемника, укрепленного на рабочем органе, который представляет собой прямоугольную (или круглую) матрицу 17, собранную из большого числа светочувствительных элементов 8. При смещении рабочего органа луч освещает определенный фотозлемент 8, сигнал которого усиливается усилителем 9 и подается на индикатор 13, указывающий положение луча на матрице, а следовательно, и положение рабочего органа относительно луча. Недостаток этой системы — большое число фотозлементов.

Матрица может быть выполнена и из двух фотозлементов 8 (рис. 140, б), удаленных друг от друга на расстояние, равное диаметру луча. В случае отклонения рабочего органа от заданного положения в вертикальной плоскости засвечивается один из фотозлементов 8. Сигнал с фотозлемента через усилитель 9 подается на исполнительный элемент 10, включающий сервомеханизм 11 для регулирования положения рабочего органа 12 относительно луча. Движение рабочего органа продолжается до тех пор, пока луч не окажется между фотозлементами.

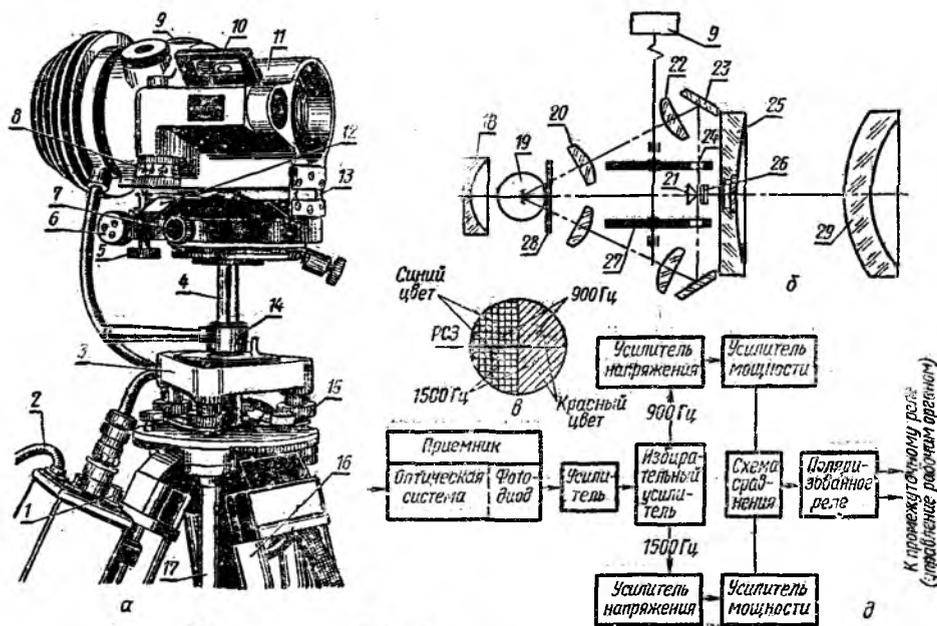
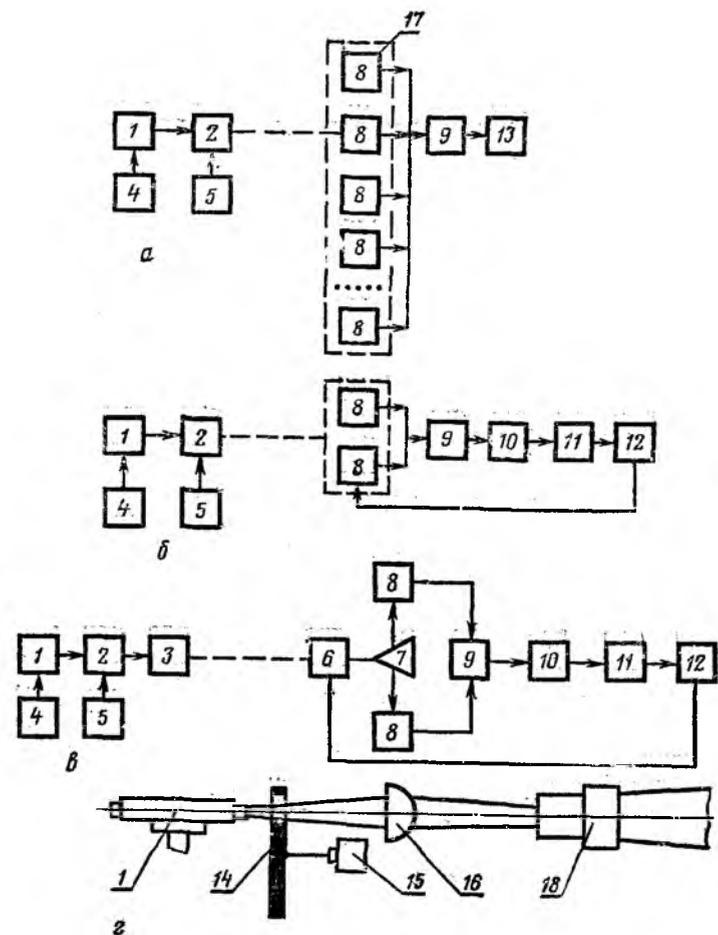


Рис. 139. Система регулирования уклона по модулированному световому лучу:

а — направляющее устройство; б — оптическая система направляющего устройства; в — схема распределения частот модуляции и светофильтра; г — схема управления модулированным лучом; д — блок-схема системы; 1 — преобразователь напряжения; 2 — соединительный кабель; 3 — треножник; 4 — подъемная штанга; 5 — наводящий винт; 6, 7 — винты; 8 — винтовой механизм задания уклона; 9 — мотор модулятора; 10 — уровень; 11 — корпус прожектора; 12 — ламб; 13 — пружина; 14 — цапговый зажим; 15 — винты горизонтирования; 16 — штатив; 17 — рукоятка подъема; 18 — отражатель; 19 — лампа; 20, 22 — конденсоры; 21 — разделительная призма; 23 — зеркала; 24 — прорези; 25 — линза; 26, 28 — светофильтры; 27 — модулирующие диски; 29 — объектив; 30 — приемник; 31 — управляющий гидроцилиндр; 32 — опорная лыжа; 33 — рабочий орган.

Рис. 140. Лазерные системы регулирования уклона:

а — блок-схема САУ со светочувствительной матрицей; б — блок-схема системы автоматического управления рабочим органом с двумя фотозлементами; в — блок-схема САУ с оптической плоскостью; г — лазерный излучатель с механической модуляцией и расширением луча с помощью цилиндрической линзы; 1 — лазерный излучатель; 2 — модулятор; 3 — коллиматор; 4 — блок питания; 5 — генератор модулирующего напряжения; 6 — оптический селектор (фильтр); 7 — зеркальная призма; 8 — фотозлементы; 9 — усилители; 10 — исполнительный элемент; 11 — сервомеханизм; 12 — рабочий орган; 13 — индикатор положения рабочего органа; 14 — модулирующий диск; 15 — мотор привода модулирующего диска; 16 — цилиндрическая линза; 17 — фотоприемник-матрица; 18 — телескопическая труба.



Для измерения отклонения в горизонтальной плоскости применяется аналогичная система, фотозлементы которой расположены под углом 90° к первой системе.

Для выдерживания заданного уклона и курса машины возможно использование лазеров, создающих оптическую плоскость. Система формирования луча состоит из цилиндрической линзы 16 (рис. 140, г) и телескопической трубы 18 с 25-кратным увеличением; на выходе трубы получается веерообразный луч с отношением сторон 1:70, то есть на расстоянии 100 м получается полоса длиной около 100 см и шириной 1,5 см. В зависимости от расположения цилиндрической линзы 16 оптическую плоскость ее устанавливают вертикально или горизонтально. Следящая система состоит из фотоприемной головки, включающей в себя фильтры 6 (интерференционный и красный, рис. 140, в), делящую призму 7, светочувствительные элементы 8 (фотоэлектрические умножители — ФЭУ), усилитель 9 и исполнительные элементы сервопривода 10, 11.

Если на ФЭУ падают неодинаковые световые потоки, то создается сигнал рассогласования. Напряжение этого сигнала, амплитуда и полярность которого определяются характером и величиной сдвига фотоприемника относительно центра луча, поступает в усилитель 9 управления привода следящей системы.

Устанавливая фотоприемное устройство в вертикальной плоскости на рабочем органе, а оптическую плоскость линзы 16 в горизонтальной

плоскости, можно задавать нужный уклон. Если установить фотоприемное устройство в горизонтальной плоскости на машине, а оптическую плоскость линзы 16 в вертикальной плоскости, можно вести машину по заданному курсу. Применяя двухкоординатную следящую систему, можно одновременно контролировать направление машины и соблюдение заданного уклона сооружения.

§ 4. Точность копирных систем регулирования уклона

На точность выполнения сооружения с заданным уклоном влияют как статические, так и динамические факторы. Существенную роль при этом играет характер силовой связи рабочего органа (типа навески) с базовой машиной. По типу силовой связи рабочего органа с базовой машиной различают машины с полной силовой связью (с жесткой навеской) и неполной связью (с «плавающей» навеской). У машин с жесткой навеской (рис. 141, а) рабочий орган навешивают на базовую машину шарнирами 2 и гидроцилиндрами 3. В запертом положении они образуют жесткую связь. Рабочий орган полностью опирается на базовую машину. «Плавающая» навеска устроена с шарнирным креплением в точке 2 (рис. 141, б) рабочего органа 4. Нижний конец рабочего органа опирается через опорную лыжу 11 на дно 9 траншеи или канала. Уклон регулируют гидроцилиндром 10. Подъемные гидроцилиндры 12 во время работы находятся в «плавающем» положении.

Режущая кромка консольного рабочего органа, жестко соединенного с машиной, копирует в увеличенном масштабе колебания последней. При «плавающей» навеске шарнирная связь рабочего органа с базовой машиной и опора на лыжу, скользящую по спланированной поверхности дна, снижают колебания рабочего органа. «Плавающая» навеска обеспечивает в 2,5—5 раз большую точность регулирования, чем жесткая в сравнимых условиях.

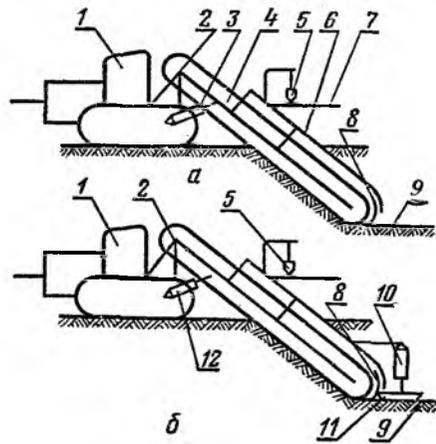


Рис. 141. Схемы автоматического регулирования уклона и навески рабочих органов:

а — с жесткой навеской; б — с «плавающей» навеской; 1 — базовая машина; 2 — шарнир навески рабочего органа; 3 — гидроцилиндры регулирования при жесткой навеске; 4 — рабочий орган; 5 — датчик уклона; 6 — рама зачистного башмака; 7 — копирный трос; 8 — зачистной башмак; 9 — дно траншеи или канала; 10 — гидроцилиндр регулирования при «плавающей» навеске; 11 — лыжа; 12 — подъемные гидроцилиндры в «плавающем» положении.

К основным факторам, влияющим на величину статических ошибок, относятся прежде всего степень отклонения копирной линии от прямой, величина зоны нечувствительности датчика, величина продольного θ' и поперечного θ'' (рис. 142) наклонов рамы рабочего органа, местоположение датчика на раме рабочего органа. Последние два фактора являются доминирующими.

Оценим ошибку глубины копания от наклона рамы рабочего органа. В положении равновесия при движении машины вдоль траншеи (рис. 142, а) можно считать, что линия $d-d$ перемещения точки подвеса датчика A параллельна копиру. При этом ошибка глубины копания выразится в изменении вертикального расстояния между линиями $d-d$ и $c-c$. Свяжем с точкой A две координатные системы XYZ и $X_0Y_0Z_0$. Последняя жестко связана с рамой рабочего органа и вращается вокруг точки A . В подвижной системе координат XYZ , перемещающейся

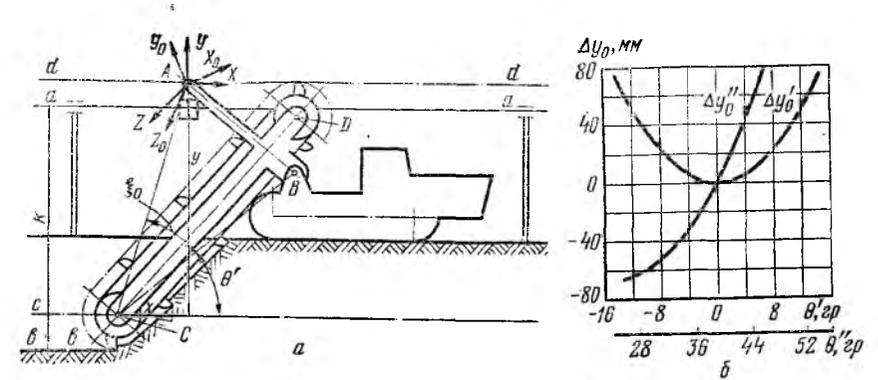
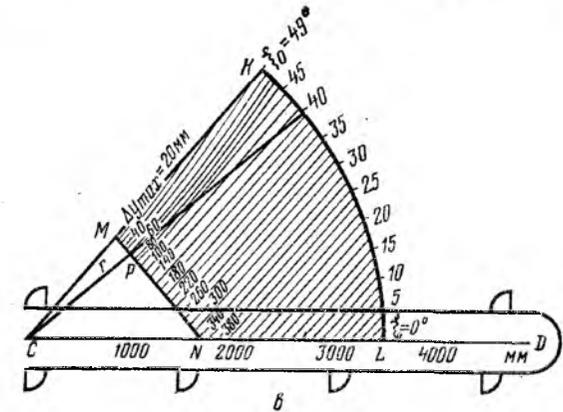


Рис. 142. Схемы определения точности копирных систем регулирования уклона:

а — подвеска датчика; б — график зависимости статической ошибки от продольных и поперечных наклонов рамы рабочего органа; в — область возможных положений точки подвеса датчика дреноукладчика.



поступательно с точкой A , текущие координаты точки C обозначим через xyz .

При продольном наклоне на угол θ' текущая координата точки C

$$y = x_0 \sin \theta' \cos \theta'' + y_0 \cos \theta' \cos \theta'' - z_0 \sin \theta'', \quad (122)$$

где θ'' — угол наклона в поперечной плоскости.

Изменение этой координаты Δy при изменении положения рабочего органа соответствует искомой ошибке. Для определения ее величины перейдем от прямоугольных координат x_0, y_0, z_0 к цилиндрическим r, ξ_0, θ_0 (рис. 142, в)

$$\Delta y = y_2 - y_1 = r [\sin (\xi_0 + \theta_1) \cos \theta_1'' - \sin (\xi_0 + \theta_2) \cos \theta_2''] - z_0 (\sin \theta_2'' - \sin \theta_1''), \quad (123)$$

где индексы 1 и 2 относятся к двум положениям рабочего органа, определяющим величину Δy .

Разложив тригонометрические функции в ряд и пренебрегая малыми величинами, получим:

$$\Delta y = 0,5r \left[\left(\theta_2'' - \frac{z_0}{r} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2} - \xi_0 - \theta_2'' \right)^2 - \left(\theta_1'' - \frac{z_0}{r} \right)^2 - \left(\frac{\pi}{2} - \xi_0 - \theta_1'' \right)^2 \right]. \quad (124)$$

Таким образом, суммарная ошибка глубины копания за счет наклона рамы рабочего органа складывается из двух, вычисляемых отдельно, частных ошибок от продольного $\Delta y'$ и поперечного $\Delta y''$ наклонов:

$$\Delta y' = 0,5r \left[\left(\frac{\pi}{2} - \xi_0 - \theta_2'' \right)^2 - \left(\frac{\pi}{2} - \xi_0 - \theta_1'' \right)^2 \right], \quad (125)$$

$$\Delta y'' = 0,5r \left[\left(\theta_2'' - \frac{z_0}{r} \right)^2 - \left(\theta_1'' - \frac{z_0}{r} \right)^2 \right]. \quad (126)$$

Если принять в качестве начального положение рабочего органа, наклоненного под углом $\theta'_1 = 0,5\pi - \xi_0$, то из уравнения (125) вытекает, что при $\theta'_2 = 0$ $\Delta y' = 0$, то есть ошибка равна нулю, если датчик расположен на одной вертикали с днообразующей кромкой рабочего органа.

Графики $\Delta y_0 = f(\theta)$ (рис. 142, б) показывают зависимость $\Delta y'$ и $\Delta y''$ для дреноукладчика от изменения продольного и поперечного наклона рабочего органа (углов θ' и θ'').

С целью уменьшения или исключения ошибки применяют ряд конструктивных мер. Существенное значение имеет правильный выбор местоположения точки А подвеса датчика. Для уменьшения максимального значения ошибки $\Delta y'$ (рис. 142, б) необходимо обеспечить симметрию графика этой величины. Последнее достигается при угле ξ_0 , определяемом из выражения

$$\xi_0 = 0,5\pi - 0,5(\theta'_{\max} + \theta'_{\min}), \quad (127)$$

где θ'_{\max} и θ'_{\min} — максимальное и минимальное значения угла θ' в его рабочем интервале. Это значение ξ_0 является оптимальным с точки зрения уменьшения величины ошибки.

На рисунке 142, в показана область $KMNL$ возможных положений точки подвеса датчика для дреноукладчика, ориентированное относительно оси CD рабочего органа. В плоскости $KMNL$ построено семейство линий равных величин максимальных ошибок Δy_{\max} в интервале углов $\theta' = 30-48^\circ$ (1—2 м по глубине копания). Луч CK соответствует оптимальному значению угла при размещении точки подвеса датчика; на этом луче ошибки глубины копания получатся наименьшими. Одновременно он является осью симметрии для поля ошибок. Это делает целесообразным размещение точки подвеса датчика левее луча CK . При уменьшении угла ξ_0 ошибки резко возрастают, причем в секторе PCM график ошибок $\Delta y'$ имеет минимум.

Радикальным средством устранения рассматриваемых ошибок является использование корректирующих устройств (компенсаторов ошибок), уменьшающих ошибки при изменении угла наклона рабочего органа. Динамические ошибки значительно снижаются при замене жесткой навески «плавающей» в продольной и поперечной плоскостях (рис. 141).

Основное преимущество систем автоматического регулирования уклона по копиру перед другими системами состоит в том, что копирные системы реагируют на наклон машины в вертикальной плоскости и на изменение ее высоты по отношению к горизонту и в каждый момент времени ориентируются по заданной базе. Это исключает накопление ошибок и удерживает рабочий орган на заданной глубине независимо от рельефа трассы. К недостаткам копирных систем относятся: сложность и трудоемкость установки копира (механического), требующая применения нивелира, провес проволоки, ограниченная скорость движения машины (до 0,1 м/с). Копирный трос должен быть установлен на сравнительно небольшом расстоянии от оси сооружения (траншеи) для того, чтобы уменьшить влияние поперечных колебаний машины. Поэтому проволочные копиры нашли применение только для прокладки узких траншей. При прокладке каналов значительное удаление копирной проволоки от оси канала приведет к ошибкам, превышающим диапазон регулирования. В этом случае копирная линия должна проходить по оси сооружения, что возможно при использовании световых (оптических) и лазерных копиров.

Несмотря на указанные выше недостатки, копирные механизмы пока наиболее надежны и точны. Их применяют при прокладке дрен (осо-

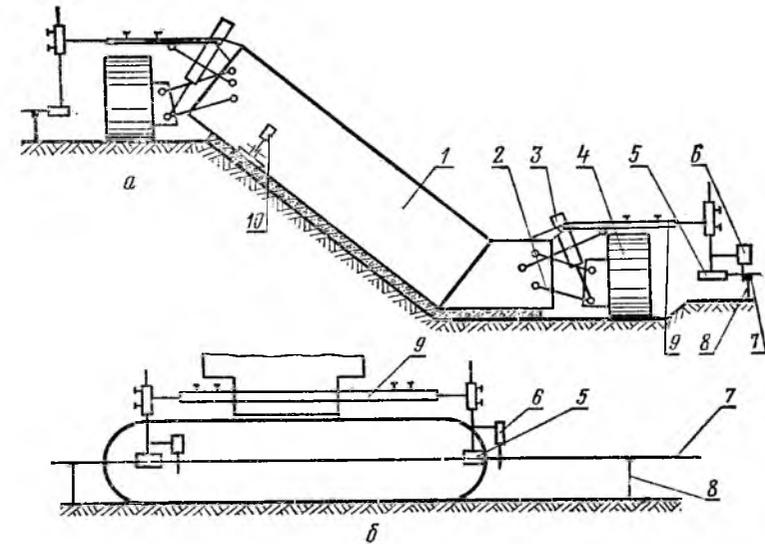


Рис. 143. Схема многокомпонентной копирной системы:

а — вид спереди; б — вид сбоку; 1 — рама машины; 2 — параллелограммная навеска; 3 — гидроцилиндр; 4 — гусеничная тележка; 5 — датчик высотного положения; 6 — датчик курса; 7 — копир; 8 — штативы; 9 — кронштейн крепления датчиков; 10 — датчики толщины покрытия.

бенно с проволочным копиром) и при строительстве каналов и других сооружений.

§ 5. Многокомпонентные копирные системы

Многокомпонентные копирные системы применяют на планировщиках каналов и бетоноукладчиках, передвигающихся на гусеничном ходу (рис. 143). Рама 1 таких машин опирается на две гусеничные тележки 4 с помощью параллелограммных навесок 2. Для изменения высотного положения рамы служат гидроцилиндры 3. В качестве копиров используют два копирных троса 7, установленных на дне канала и на берме. Для регулирования высотного положения рамы 1 используют щуповые датчики 5. Выдерживание курса машины осуществляется щуповыми датчиками 6. Щупы движутся соответственно сверху и сбоку копирного троса. Для нормальной работы машин необходимы четыре датчика высотного положения 5 и два датчика курса 6. Датчики устанавливают на кронштейнах 9 и имеют винтовые механизмы регулирования их положения.

В бетоноукладчиках для точного контроля толщины покрытия используют также щуповые датчики 10, связанные с двумя лыжами, одна из которых скользит по поверхности свежееуложенного бетонного покрытия, а другая — по спланированной грунтовой поверхности канала. Сигналы датчиков воздействуют на электрозолотники гидроцилиндров 3 подъема и опускания рамы и регуляторы оборотов гидромоторов механизма передвижения для выдерживания курса.

§ 6. Бескопирные (автономные) системы автоматического регулирования уклона

Бескопирные системы регулирования уклона с заданной программой бывают двух видов: в зависимости от пройденного пути и от времени.

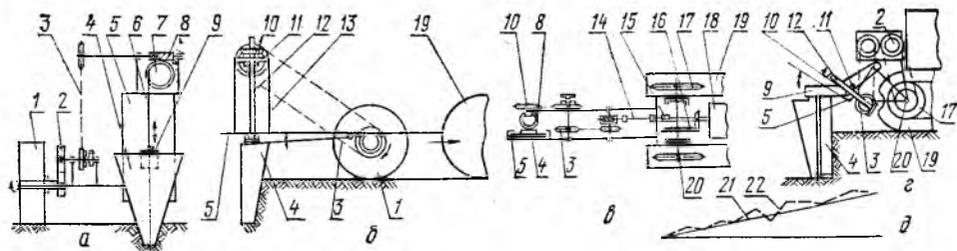


Рис. 144. Схемы бескопирных систем регулирования уклона в зависимости от пройденного пути:

a — с приводом от колеса и канатной передачей; *b* — с приводом от колеса и винтовой передачей; *в* — с приводом от вала ведущего колеса гусеничного хода и червячно-реечной передачей; *г* — с приводом от вала ведущего колеса гусеничного хода и винтовой передачей; *д* — профиль дна проложенной траншеи; 1 — колесо; 2 — зубчатая передача; 3 — цепная передача; 4 — рабочий орган; 5 — основная рама; 6 — канат; 7 — барабан лебедки; 8 — червячная передача; 9 — подъемная (тяговая) рама; 10, 16 — коническая передача; 11 — гайка; 12 — винт; 13 — стойка; 14 — карданный вал; 15 — вал отбора мощности; 17 — ведущие колеса; 18 — коробка перемены передач; 19 — гусеницы; 20 — ведущий вал ходового механизма; 21 — профиль дна с заданным уклоном; 22 — профиль дна проложенной траншеи.

Получение заданного уклона в таких системах основано на том, что перемещение рабочего органа машины (выглубление или заглубление) обеспечивается регулятором в зависимости от пройденного пути или от времени. Связь между ходовым и подъемным механизмом осуществляется механическими передачами (рис. 144). Конечное звено таких передач преобразует вращательное движение в поступательное перемещение рабочего органа. На прицепных машинах привод механизма уклона обычно от колеса (рис. 144, *a*, *b*) через ряд передач, конечное звено которых канатная (рис. 144, *a*) или винтовая (рис. 144, *b*) передачи.

На навесных машинах для привода служит вал отбора мощности 15, кинематически связанный с ходовым механизмом посредством коробки перемены передач 18 (рис. 144, *в*), или ведущий вал ходового механизма 20 (рис. 144, *г*).

На схеме (рис. 144, *в*) рабочий орган 4 движется вертикально с помощью плоской червячной рейки, установленной на рабочем органе и образующей с червяком передачу 8. На рисунке 144, *г* рабочий орган поворачивается винтом вокруг шарнира.

Общее передаточное число i_y механизма уклона

$$i_y = \operatorname{tg} \alpha_y k' \pi D (l')^{-1}, \quad (128)$$

где $\operatorname{tg} \alpha_y = hl^{-1}$, при $l=1$ $\operatorname{tg} \alpha_y = h$; k' — коэффициент, зависящий от кинематики подъемного механизма и учитывающий разницу в скоростях движения нижней точки конца рабочего органа и конечного звена передачи, а также отклонение пути перемещения нижней точки рабочего органа от вертикали. Если рабочий орган перемещается по вертикали (рис. 144, *в*) $k'=1$, в других случаях $k' \leq 1$ и определяется для каждого конкретного механизма в зависимости от его конструкции, размеров, кинематики; D — диаметр ходового колеса, м; l' — поступательное перемещение конечного звена передачи за один оборот, м. Для канатной передачи $l' = \pi D_0$ (где D_0 — диаметр барабана, м), для однозаходной червячной передачи $l' = a_v$ (где a_v — шаг винта или червяка).

В зависимости от заданного уклона передаточное число i_y подбирают по формуле (128) при помощи сменных звездочек цепной передачи 3 (рис. 144, *a*) или подбора шестерен зубчатой передачи 2 (рис. 144, *г*) в коробке перемены передач.

В системах регулирования уклона по времени перемещение рабочего органа осуществляется обычно гидроцилиндром. При этом скорость движения штока гидроцилиндров, связанного с рабочим органом, постоянная и устанавливается путем дросселирования потока рабочей

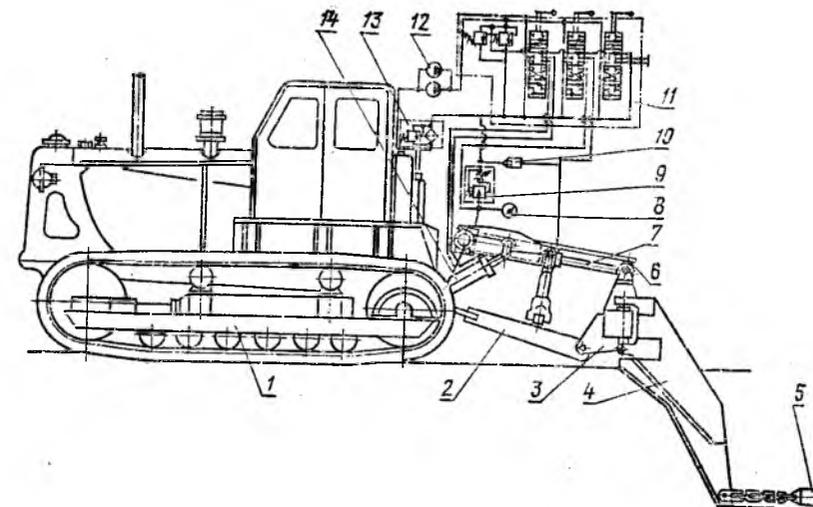


Рис. 145. Схема бескопирной гидравлической системы регулирования уклона в зависимости от времени:

1 — трактор; 2 — навесная система трактора; 3 — рама; 4 — нож; 5 — дренер; 6 — глубиномер; 7, 14 — гидроцилиндр; 8 — манометр; 9 — дроссель; 10 — обратный клапан; 11 — гидрораспределитель; 12 — насосы масляные; 13 — фильтр.

жидкости из какой-либо полости гидроцилиндра. Для этого используют гидравлические дроссели переменного сечения с регуляторами давления (скорости). На рисунке 145 показана схема кротодренажной машины с системой регулирования уклона по времени. При запертом положении секции гидрораспределителя 11 дроссель 9 с регулятором позволяет установить определенную скорость истечения масла из нагруженной во время работы поршневой полости гидроцилиндра 7 или 14, а обратный клапан 10 служит для заполнения маслом штоковой полости гидроцилиндров.

Системы выдерживания уклона рассмотренного типа отличаются простотой конструкции и обслуживания, но применение их ограничено. Это объясняется тем, что связь рабочего органа через передаточный механизм с базовой машиной делает навеску жесткой и приводит к копированию рабочим органом неровностей микрорельефа (рис. 144, *д*). Поэтому машины с такими системами выдерживания уклона рекомендуются использовать только при работе на ровной или заранее спланированной трассе.

Самоориентирующиеся системы регулирования продольного уклона управляют рабочим органом по определяемым в процессе работы координатам рабочего органа в пространстве. Устройства такого типа выполняют функции непрерывного определения вертикальной отметки нижней кромки рабочего органа, либо величины отклонения вертикальной отметки кромки рабочего органа от заданной и в моменты, когда это отклонение превышает допустимое, вырабатывают команды на изменение положения рабочего органа (рис. 146, *a*).

В большинстве случаев бескопирные механизмы имеют обратную связь с дном 24 (рис. 146, *д*) траншеи или канала, выполняемого рабочим органом 5. При движении точка *A* лыжи последовательно занимает положения точки *B* рабочего органа: если между ними задатчиком 7 установлена разность h по вертикали (при $AB = \text{const}$), то обеспечивается постоянный уклон i_y , вычисленный по формуле (115), на который регулируется датчик 1. При отклонении рабочего органа (точка *B*) от

заданной отметки изменяется наклон измерительной балки 17 и датчика 1. Последний вырабатывает сигнал рассогласования, который после преобразования и усиления в блоке 18 включает соответствующий электромагнит 21 гидросистемы и заставляет регулирующий орган 6 (гидроцилиндр) перемещать рабочий орган 5, пока точка B не вернется на заданную отметку, что будет соответствовать прекращению сигнала датчика 1.

В общем случае проектный профиль дна или любого сооружения (дна траншеи, канала и т. д.) является прямой линией, уравнение которой можно представить в виде:

$$h = h_0 + \operatorname{tg} \alpha_y l, \quad (129)$$

где $\operatorname{tg} \alpha_y = i_y$ — уклон профиля; l — длина пути на участке профиля; h_0 — начальная координата профиля при $l=0$.

Фактический профиль сооружения, то есть координату h_ϕ , в каждый момент движения можно определить из уравнения:

$$h_\phi = h_0 \pm \int_0^l \operatorname{tg} \{\alpha_\phi(l)\} dl \cong h_0 \pm \int_0^l \alpha_\phi(l) dl. \quad (130)$$

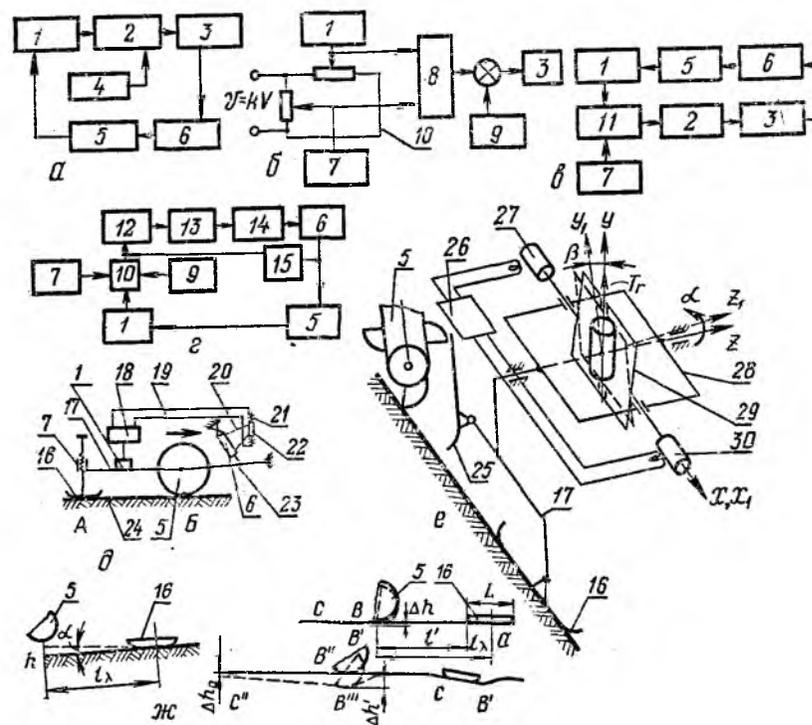


Рис. 146. Самоориентирующиеся бескопирные системы регулирования уклона:

а — принципиальная блок-схема бескопирной системы; б — принципиальная схема бескопирной системы регулирования уклона с электромеханическим интегратором; в — блок-схема системы с измерительной цепью в виде датчика вертикали с интегратором; г — блок-схема бескопирной системы уклона с цифровым вычислительным устройством; д — принципиальная схема бескопирного механизма уклона; е — схема бескопирной системы уклона на базе интегрирующего гироскопа; ж — схема накопления ошибок; 1 — датчик уклона; 2 — вычислительные устройства (ВУ); 3 — исполнительный элемент (ИЭ); 4 — датчик пути; 5 — рабочий орган; 6 — регулирующий орган (РО); 7 — датчик уклона; 8 — интегратор; 9 — блок коррекции ошибок; 10 — измерительный мост; 11 — схема сравнения (СС); 12 — аналого-цифровой преобразователь (А-Ц); 13 — электронно-цифровое вычислительное устройство (ЭЦВУ); 14 — цифровой управляющий клапан (ЦУК); 15 — датчик обратной связи (ДОС); 16 — лыжа; 17 — измерительная балка; 18 — блок преобразующих и усилительных устройств; 19 — проводка; 20 — гидроразвод; 21 — электромагниты; 22 — электрозолотник; 23 — рама; 24 — дно сооружения; 25 — верхняя рама рабочего органа; 26 — усилитель; 27 — генератор момента; 28 — корпус гироскопа; 29 — рамка гироскопа; 30 — корректирующий генератор момента.

Из уравнений (129) и (130) можно получить величину и знак ошибки

$$\Delta h = \operatorname{tg} \alpha_y l \pm \int_0^l \alpha_\phi(l) dl. \quad (131)$$

Таким образом, измеряя текущий (фактический) угол наклона дна (профиля) к горизонту α_ϕ и путь l , можно определить по уравнению (131) текущую ошибку Δh и по ее величине и знаку управлять рабочим органом. Эффективность практической реализации САРУ определяется точностью измерения угла α_ϕ . При этом для избежания необходимости учета влияния положения рабочего органа относительно рамы машины датчик угла α_ϕ нужно устанавливать таким образом, чтобы он был связан только с рабочим органом, например на балке 17 (рис. 146, е), шарнирно-связанной одним концом с рамой 25 рабочего органа, а другим шарнирно-опирающимся на лыжу 16 или ролик, расположенный на некотором расстоянии позади рабочего органа. Тогда положение днообразующей кромки рабочего органа (h_ϕ — вертикальная координата профиля сооружения) определится из выражения (130). При этом необходимо иметь фиксированную точку начала движения. Таким образом, положение рабочего органа можно определить, используя параметры пройденного пути (рис. 146, а).

Существуют три варианта бескопирных систем регулирования уклона: с датчиком вертикали (маятниковым или гироскопическим) и с интегратором*; с датчиком вертикали и цифровым вычислительным устройством; с интегрирующим гироскопом.

Принципиальная схема устройства с электромеханическим интегратором (рис. 146, б) имеет потенциометры задатчика 7 и датчика 1 уклона, которые включены в мостовую схему 10; выходной сигнал ее будет пропорционален величине рассогласования между проектным и фактическим уклоном, определяемым угловыми положениями α_π и α_ϕ . Если питание измерительного моста осуществить от тахогенератора, установленного на ведущем или дополнительном колесе, то есть сделать его пропорциональным скорости машины, то, очевидно, напряжение измерительной диагонали моста:

$$U_{\text{вых}}^M = k_1 (\alpha_\phi - \alpha_\pi) \frac{dl}{dt} = k_1 \Delta \alpha \frac{dl}{dt}. \quad (132)$$

Подавая это напряжение на интегратор 8, получим на его выходе:

$$\alpha_\pi = \int_0^t U_{\text{вых}}^M dt = k_2 \int_0^t \Delta \alpha \frac{dl}{dt} dt \quad (133)$$

или

$$\alpha_\pi = k_2 \int_0^l \Delta \alpha dl = k \Delta h, \quad (134)$$

где k , k_1 , k_2 — передаточные коэффициенты звеньев; $\Delta \alpha$ — угловое рассогласование; t — время.

* Интегратором называется устройство, в котором скорость изменения выходной величины пропорциональна входной. С некоторыми допущениями примером идеального интегрирующего звена может служить электрический двигатель постоянного тока с независимым возбуждением, если входной величиной считать напряжение якоря U_α , а выходной — угол поворота якоря α_π . Уравнение интегрирующего звена $\frac{d\alpha_\pi}{dt} = kU_\alpha$, где k — передаточный коэффициент.

Таким образом, угол поворота якоря на выходе интегратора 8 будет пропорционален величине отклонения днообразующей кромки рабочего органа от заданного положения и может быть преобразован в сигнал, передаваемый исполнительному элементу 3 с коррекцией ошибок блоком 9.

В системе с датчиком вертикали и интегратором (рис. 146, в) датчик 1 вертикали (маятник или гировертикаль) выдает информацию о действительном угловом положении рабочего органа $\alpha_{\text{ф}}$. В схеме сравнения 11 эта величина сравнивается с заданной $\alpha_{\text{д}}$, устанавливаемой задатчиком 7. Сигнал рассогласования поступает на вычислительное устройство 2 (в данном случае интегратор 8), на выходе которого включен исполнительный элемент 3, осуществляющий управление регулирующим органом 6 и рабочим органом 5 в соответствии с величиной сигнала рассогласования на выходе интегратора.

САРУ с цифровым вычислительным устройством 13 (рис. 146, г) имеет элемент сравнения, который может быть выполнен в виде мостовой схемы, питающейся от тахогенератора, в плечи которой включаются датчик 1 вертикали и задающий потенциометр 7. Сигнал рассогласования в аналоговой форме с помощью аналого-цифрового преобразователя 12, где сигнал подвергается двойному квантованию — по времени и по уровню, поступает в цифровой форме в цифровое вычислительное устройство 13, которое управляет цифровым управляемым клапаном 14 в соответствии с сигналом датчика 15 обратной связи.

Устройство для непрерывного определения высотной отметки днообразующей кромки рабочего органа на базе интегрирующего гироскопа показано на рисунке 146, е. Принудительный поворот рамки 29 вместе с измерительной балкой 17, а следовательно и оси ротора гироскопа вокруг оси Z, вызывает появление гироскопического момента, вектор которого направлен по оси Y и стремится совместить вектор кинетического момента \bar{T}_k гироскопа с вектором угловой скорости ω_{z_1} . Гироскопический момент равен векторному произведению кинетического момента \bar{T}_k и угловой скорости ω_{z_1} , а его модуль определяют по формуле:

$$T_r = T_k \omega_{z_1} \cos \beta \cong T_k \omega_{z_1}. \quad (135)$$

С осью рамки 29 связан тахогенератор 30, измеряющий угловую скорость поворота рамки. Напряжение тахогенератора усиливается и подается на генератор момента 27, прикладываемый момент к оси рамки 29. Так как этот момент пропорционален скорости рамки 29, то он выполняет роль демпфирующего момента $T_{\text{демф}}$. Под действием момента демпфера гироскоп начинает прецессировать в сторону поворота корпуса. Момент демпфера определяет угловую скорость прецессии вокруг оси OX, которая равна скорости поворота корпуса. Момент $T_{\text{демф}}$, с одной стороны, пропорционален угловой скорости вращения рамки 29, а с другой — угловой скорости прецессии вокруг оси OX. Таким образом, угловая скорость вращения рамки 29 будет пропорциональна угловой скорости поворота корпуса 28, то есть угол β поворота рамки будет пропорционален углу α поворота измерительной балки 17

$$\beta = \int_0^t \omega_{z_1} dt; \quad T_{\text{демф}} = k_d \frac{d\beta}{dt}, \quad (136)$$

где k_d — передаточный коэффициент.

В каждый момент времени сумма моментов должна быть равна нулю, то есть $T_r = T_{\text{демф}}$ или $T_k \omega_{z_1} = k_d \frac{d\beta}{dt}$.

Полагая, что при $t=0$ $\beta=0$ и интегрируя по времени, получим

$$\beta = T_k k_d^{-1} \int_0^t \omega_{z_1} dt = T_k k_d^{-1} \int_0^t d\alpha(t) = T_k \alpha k_d^{-1}. \quad (137)$$

Величину β для использования в системах автоматического управления необходимо преобразовать в пропорциональный электрический сигнал, который может быть получен при интегрировании напряжения тахогенератора.

Точность бескопирных систем регулирования уклона зависит от места расположения датчика, его реакции на изменение позиции относительно горизонта, величины зазоров в сочленениях, быстродействия сервоприводов, степени погружения лыжи. Колебания рабочего органа, величина зоны нечувствительности регулирующей системы оказывают также же влияние, как и при работе копирных систем.

Размеры лыжи 16 (рис. 146, д) и соединительных деталей заставляют монтировать ее на некотором расстоянии L_d (рис. 146, ж) от днообразующей кромки рабочего органа. Когда по какой-либо причине (из-за наклона базовой машины, просадки гусениц и т. д.) рабочий орган 5 заглубится на некоторую величину Δh из положения B в положение B', то система уклона заставит его подняться на линию заданного уклона по некоторой траектории B'C, если лыжа не успеет перейти точку B'. В результате на дне образуется выемка, ограниченная контуром B'C. Если выемка по размерам превышает длину лыжи, то, дойдя до нее, лыжа опустится по отношению к рабочему органу. Система уклона будет реагировать на это, как на подъем рабочего органа, и заставит его опуститься из положения B'' в положение B''' на величину $\Delta h'$. Такой момент может совпасть с опусканием рабочего органа в начале преодоления неровности рельефа. В результате $\Delta h'$ будет еще больше, чем Δh . Следующий провал лыжи в выемку B'''C''' усугубит одностороннюю ошибку регулирования. В этом случае рабочий орган не возвратится на линию профиля первоначального дна, а будет прокладывать дно траншеи с заданным уклоном, но на некоторую величину Δh_0 ниже. Такая ошибка весьма вероятна, так как все бескопирные системы реагируют только на изменение положения рабочего органа в вертикальной плоскости. Они не реагируют на перемещение всей системы по отношению к горизонту, если уклон соответствует заданному. Происходит постепенное накопление ошибок и отклонение от заданного уклона, что является главным недостатком бескопирной системы. Чтобы уменьшить накопление ошибок, следует удлинить лыжу так, чтобы ее длина L была больше расстояния l' между нижним концом рабочего органа и передним концом лыжи.

§ 7. Автоматизация планировщиков

Планирующие свойства машин для планировки поверхностей улучшаются с увеличением длины базы. Однако чрезмерное удлинение базы делает машину громоздкой и ухудшает ее маневренность.

Значительного улучшения планирующих свойств машины можно достичь путем ее автоматизации. В планировщиках полей (рис. 147) автоматизируют изменение положения режущей кромки отвала ковша по высоте и регулирование емкости ковша в зависимости от величины призмы волочения.

В некоторых планировочных машинах на гусеничном ходу применяют автоматическое ведение рабочего органа планировщика по заданным отметкам (с применением копирных и бескопирных систем). Ко-

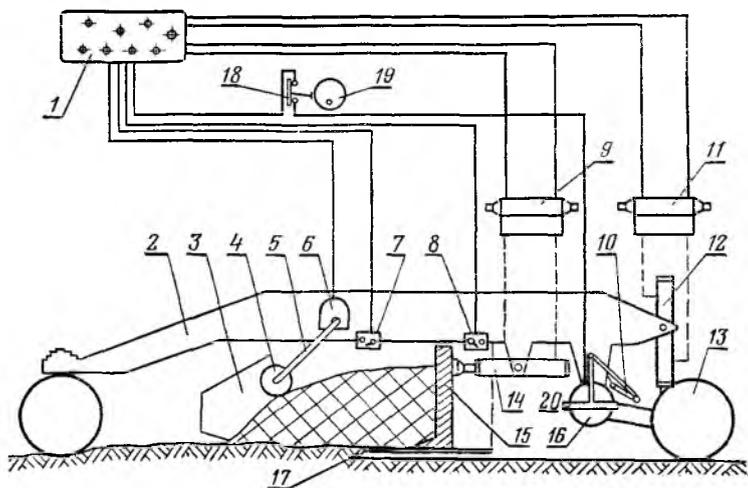


Рис 147. Схема автоматизации планировщика полей:

1 — пульт управления; 2 — рама планировщика; 3 — ковш; 4 — барабан; 5 — штанга; 6 — шуповой датчик; 7, 8 — конечные выключатели для ограничения движения задней стенки; 9, 11 — электрогидравлические золотники; 10 — корректор; 12 — гидроцилиндры подъема ковша; 13 — задние колеса; 14 — гидроцилиндр крепления задней стенки ковша; 15 — задняя стенка ковша; 16 — датчик; 17 — нож; 18 — переключатель режимов; 19 — кулачок переключателя; 20 — рама крепления датчика.

пирная система профилировщика каналов работает аналогично многокомпонентной системе (рис. 143).

Система автоматики планировщика полей с автоматическим изменением высотного положения ножа путем регулирования определенного наклона к горизонту рамы задних колес и автоматическим регулированием емкости ковша за счет изменения положения задней стенки состоит из двух регуляторов (рис. 147) — положения (РПН) и положения задней стенки ковша переменной емкости (РПС). Каждый из регуляторов включает в себя датчик 6 или 16 регулируемой величины, блоки преобразования сигнала датчиков (усилители, элементы коммутации и другие элементы) обоих регуляторов объединены в одном пульте управления 1) и исполнительный механизм. Нужная высота ножа устанавливается при помощи задатчика, находящегося в пульте управления 1. Датчик углового положения (ДУП) 16 крепится к раме 20, которая шарнирно закрепляется на цапфах, соосных с шарниром рамы (рис. 147) задних колес. Корпус датчика соединен с рычажным устройством корректора длины базы 10, служащим для регулирования планирующих свойств системы автоматики.

Составной частью РПН является переключатель режимов 18, служащий для временного (на 3—5 с) отключения датчика 16 от пульта управления 1 при выключении сцепления трактора в момент переключения скорости. В течение времени отключения планировщик работает как жесткобазовый. Назначением переключателя режимов 18 является устранение колебаний рабочего органа вследствие инерционных помех, действующих на датчик при изменении скорости планировщика. Переключатель режимов 18 действует при перемещении педали сцепления. Его кулачок 19 установлен в кабине трактора и заблокирован с педалью сцепления.

Когда передние и задние колеса планировщика находятся на одном горизонте, датчик угла наклона 16 не выдает никакого сигнала и РПН не работает. При этом гидроцилиндры 12 заперты. Кромка 17 рабочего органа находится на теоретическом уровне спланированной по-

верхности. При подъеме переднего колеса выше уровня горизонта рама 2 планировщика вместе с датчиком 16 наклоняется, поворачиваясь по часовой стрелке вокруг оси заднего колеса. В результате кромка 17 рабочего органа поднимается выше уровня спланированной поверхности. При этом маятниковый датчик 16 выдает электрический сигнал, который через пульт управления 1 включает электрогидравлический золотник ЗСУ 11. Последний подключает гидроцилиндр 12 к насосу таким образом, что шток начинает входить в цилиндр, а кромка 17 рабочего органа опускается, приближаясь к своему исходному положению.

Степень указанного приближения устанавливается корректором длины базы 10. Кромка 17 опускается, пока датчик 16 не вернется в равновесное положение. В случае опускания переднего колеса ниже уровня заднего действие РПН происходит аналогично описанному в обратном направлении.

Регулятор положения стенки ковша (РПС) имеет шуповой датчик (ДШ) 6 уровня грунта в призме волочения. При срезании грунта ножом рабочего органа грунт скапливается перед подвижной стенкой 15 в виде призмы волочения. На верхней поверхности призмы волочения лежит барабан 4 датчика 6 уровня грунта. При повышении уровня выше предела, установленного при наладке системы, поднимающийся барабан 4 поворачивает штангу 5 так, что срабатывает датчик 6 уровня грунта. При этом через пульт управления 1 электрический сигнал датчика включает электрогидравлический золотник 9, в результате чего шток гидроцилиндра 14 перемещает заднюю стенку ковша назад, увеличивая этим емкость последнего.

При уровне грунта, соответствующем положению настройки барабана 4, штанга датчика находится в зоне нечувствительности и стенка 15 неподвижна.

Точность выполнения планировочных работ автоматизированным планировщиком на предварительно спланированных участках с точностью ± 20 см и протяженностью неровностей до 30 м составляет ± 5 см.

§ 8. Перспективные системы автоматизации режима работы мелиоративных машин

Наиболее перспективным является стабилизация нагрузки (мощности) при вариациях физико-механических свойств обрабатываемой среды за счет автоматического изменения площади поперечного сечения материала, скорости машины или других факторов, а также оптимизации режима разрушения среды.

Известны системы с использованием полной тяговой мощности самоходных колесных машин путем стабилизации буксования ведущих колес изменением толщины стружки.

На рисунке 148, а приведена функциональная схема системы автоматического регулирования загрузки двигателя машины глубокого фрезерования (рис. 92) путем стабилизации частоты вращения вала двигателя и бесступенчатым изменением рабочей скорости машины. Для изменения скорости используется гидромеханический ходоуменьшитель (ГМХУ) с дроссельной системой управления. Принцип работы ГМХУ основан на использовании свойств механического трехэлементного дифференциала (рис. 148, а), имеющего две степени свободы. Коронная шестерня 14 связана с входным валом 2 и водилом на выходном валу 16, а третий элемент — солнечная шестерня 5 — с гидрообъемным тормозом в виде гидронасоса 12 с дроссельным управлением. Регулирование проходного сечения дросселя 10 вызывает изменение частоты вращения выходного вала 16 $\omega_{\text{ход}}$, кинематически связанного с ведущими

§ 1. Типы ротационных рабочих органов и выбор их осевых параметров

Типы рабочих органов. Применяют ротационные рабочие органы (рис. 149) каналокопателей (типы I, II, III, гл. 2, § 2), каналочистителей (типы IV, V, VI, гл. 5, § 5), машин для сплошного удаления растительности (тип VIII, гл. 7, § 5), фрезерных машин сплошной обработки торфяников (тип IX, гл. 7, § 5) и для первичной обработки мелиорируемых земель без оборота пласта (тип VII, гл. 7, § 10), камнеуборочных машин с рыхлящим ротором (гл. 7, § 9).

На ротационных рабочих органах установлены режущие (копающие, рис. 149, а — и) элементы. Ножи-ковши (рис. 149, а) устанавливаются на ротационные рабочие органы типа III. На двухфрезерные и однофрезерные рабочие органы типов II и IV ставят Г-образные (рис. 149, в), прямые гребенчатые (рис. 149, г), а в более современных конструкциях — прямые (рис. 149, б) ножи. На однофрезерные рабочие

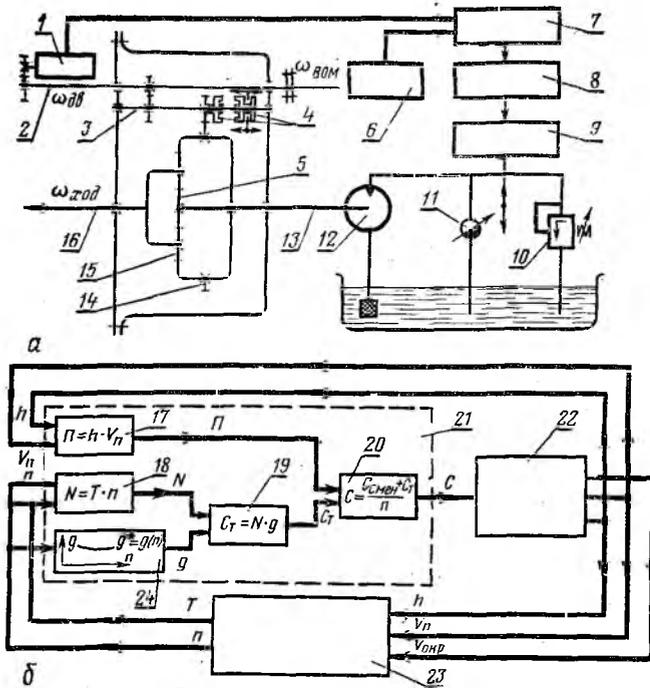


Рис. 148. Схемы автоматизации рабочих процессов машин:

а — схема стабилизации частоты вращения двигателя; б — схема оптимизации режима копания грунта; 1 — датчик скорости; 2, 3 — валы; 4 — муфта включения дифференциала; 5 — солнечная шестерня; 6 — задатчик (элемент настройки); 7 — регулятор; 8 — промежуточные элементы; 9 — исполнительный элемент; 10, 11, 12 — элементы гидравлической тормозной системы; 13 — входной вал; 14 — шестерня; 15 — сателлит; 16 — выходной вал; 17, 18, 19 — решающие блоки; 20 — выходной блок; 21 — вычислительное устройство; 22 — экстремальный регулятор; 23 — регулируемая машина; 24 — устройство памяти.

звездочками трактора, то есть бесступенчатое изменение скорости. Регулируемым параметром является скорость движения, измеряемая датчиком скорости 1. Регулятор 7 выработывает управляющий сигнал, пропорциональный сигналу рассогласования датчика 1 и задатчика (элемента настройки) 6. Этот управляющий сигнал через промежуточные элементы 8 подается на исполнительный элемент 9 с регулируемым дросселем 10, с помощью которого регулируется тормозной момент, создаваемый на валу 13 солнечной шестерни 5 гидронасосом 12.

На рисунке 148, б приведена принципиальная схема вычислительного устройства для управления оптимальным режимом копания землеройной мелиоративной машины непрерывного действия с активным (например, фрезерным) рабочим органом по критерию минимума себестоимости продукции C_{min} . Производительность P_t , затраты на топливо C_t и мощность двигателя N определяются решающими блоками 17, 18 и 19 (рис. 148, б) вычислительного устройства 21 путем перемножения:

$$P_t \cong hv_n; C_t \cong Nq_e; N = Tn,$$

где h — глубина забоя; V_n — поступательная скорость машины; q_e — зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения двигателя, хранящегося в устройстве памяти 24; T — вращающий момент на валу двигателя; n — частота вращения вала двигателя.

Экономичность процесса определяется также окружной скоростью рабочего органа $v_{окр}$. Выходной блок 20 вычислительного устройства формирует электрический сигнал, пропорциональный себестоимости единицы продукции. Экстремальный регулятор 22 осуществляет поиск минимума функции $C = f(h, v_{окр}, v_n)$, и соответствующие сигналы поступают к исполнительным механизмам регулируемой машины 23, устанавливающим оптимальные параметры процесса копания.

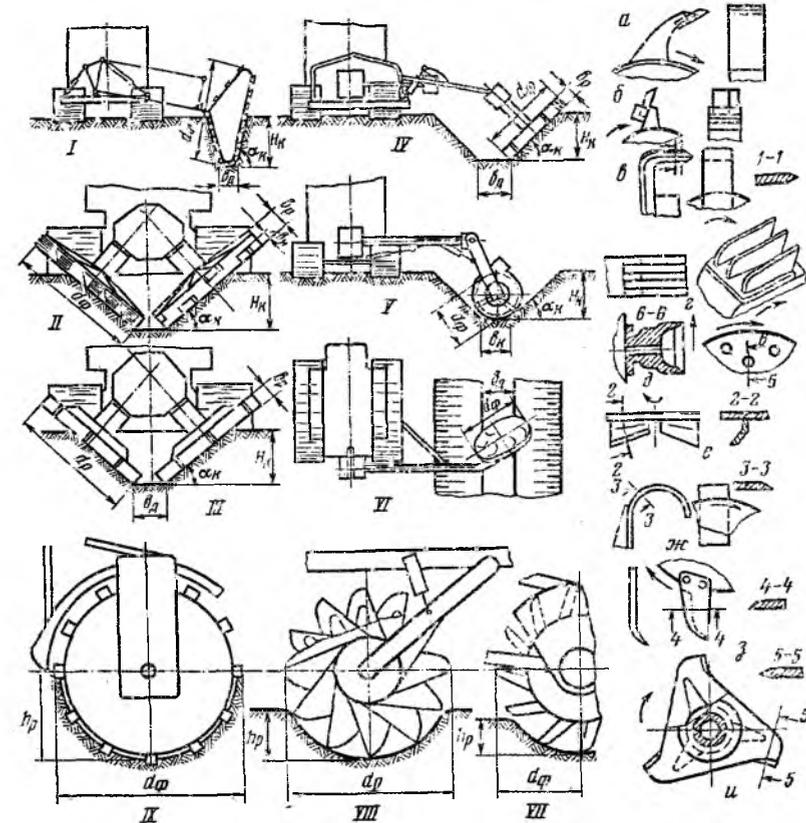


Рис. 149. Типы ротационных рабочих органов и схемы их навески на базовую машину. Рабочие органы каналокопателей: I — копирующая фреза; II — двухфрезерный; III — двухроторный. Рабочие органы каналочистителей: IV — однофрезерный (однороторный) с осью вращения, перпендикулярной откосу; V — однофрезерный с осью вращения, параллельной к оси канала; VI — то же, наклонной к оси канала. Рабочие органы для обработки площади: VII, IX — фрезерные и VIII — роторный с осью вращения параллельной обрабатываемой поверхности. Режущие (копающие) элементы и установка их на рабочих органах: а — ножи-ковши; б — прямые ножи; в — Г-образные ножи; г — прямые гребенчатые ножи; д — чашечные (тарельчатые) ножи; е — ножи-лопатки; ж — полукруглые ножи; з — изогнутые ножи; и — зубья-клыки с зубчатыми транспортными дисками.

органы каналочистителей типа V ставят ножи-лопатки (рис. 149, е), а типа VI — полукруглые ножи (рис. 149, ж). Чашечные — тарельчатые ножи (рис. 149, д) устанавливают на фрезы типов I и IX. Фрезы типа VII для обработки без оборота пласта оборудуют изогнутыми болотными ножами для измельчения кочек и дернины (рис. 149, з) или прямыми, а корчующие роторы типа VIII — зубьями-клыками (рис. 149, и).

Общие признаки всех ротационных рабочих органов — вращение режущих (копающих) и отбрасывающих элементов вокруг оси, которая

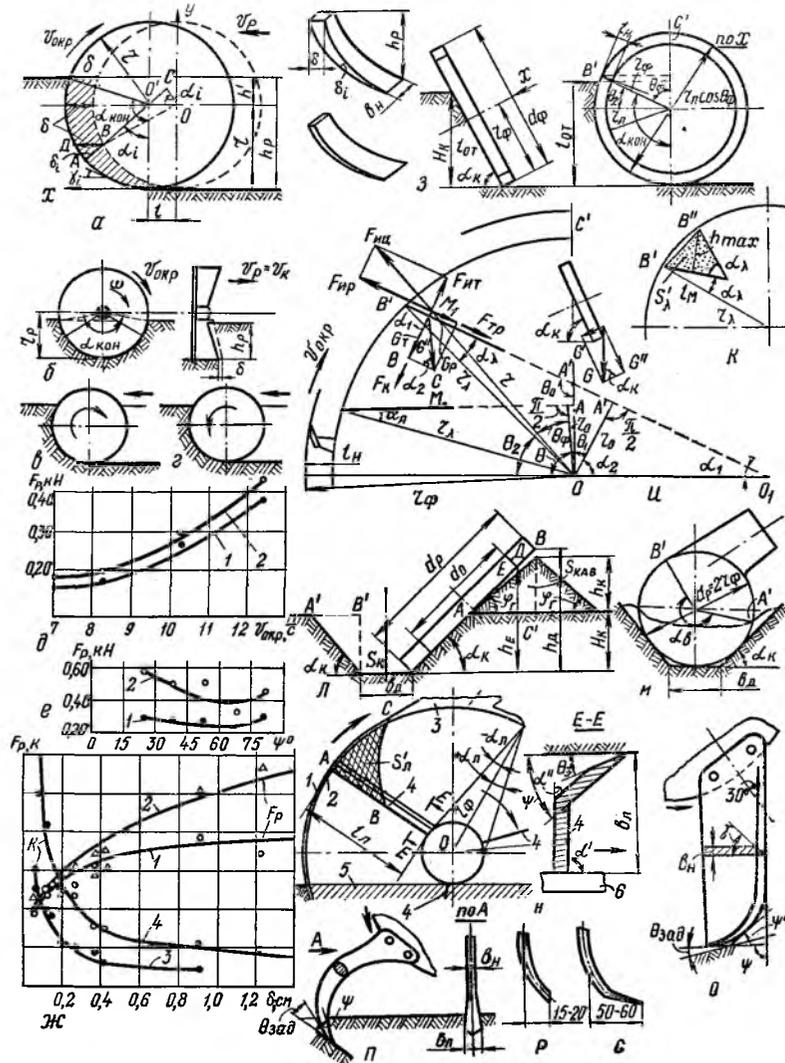


Рис. 150. Схемы и зависимости к выбору основных параметров ротационных рабочих органов:

а — к определению толщины стружки при оси вращения, перпендикулярной к направлению движения; б — то же, при оси вращения, параллельной направлению движения; в — прямое вращение; г — обратное вращение; д, е — зависимость усилия резания F_p от окружной скорости $v_{окр}$ (д) и от угла резания ψ (е) для фрезы типа II—IV (1 — торф, 2 — легкий суглинок); ж — влияние толщины стружки δ на усилие F_p и удельное сопротивление k (типы II и IV); з — торф; 4 — легкий суглинок; и — к определению диаметра фрезы (типы II, IV); к — к определению длины лопатки (типы II, IV); л — к определению площади сечения грунта на лопатке; м — к расчету диаметра фрезы (тип V); н — схема выброса грунта и расположения лопатки (тип V); о — к выбору параметров болотного ножа (тип VII); п — то же, полевых крючков (мотыг); р, с — к отгибу прямого и болотного ножей (тип VII); 1 — кожух; 2 — окружность фрезы; 3 — растроб для выброса грунта; 4 — лопатка-нож; 5 — разрабатываемый грунт; 6 — фреза.

перемещается параллельно поверхности разрабатываемого сооружения (рис. 149).

Теория и расчет роторов траншекопателей, входящих в комбинированные рабочие органы каналокпателей, приведены в главе 14.

Кинематика и толщина стружки. Траектория каждой точки режущего (копающего) элемента, а следовательно вид и размеры срезаемой стружки грунта, зависят от положения оси ротационного рабочего органа относительно плоскости ее перемещения, направления вращения, размеров рабочего органа и соотношения между поступательной v_p и окружной $v_{окр}$ скоростями. Для каналокпателей и каналочистителей (типы I, II, III, IV, V, VI) рабочая скорость $v_p = v_k$. У рабочих органов, ось вращения которых перпендикулярна к направлению перемещения (типы I, II, III, IV, VII, VIII, IX, рис. 149), режущий элемент, вращающийся со скоростью $v_{окр}$, совершает поступательное движение со скоростью v_p (рис. 150, а), параллельно оси. Траектория режущей кромки А ножа — эпициклоида или траходна, определяемая уравнениями (рис. 150, а):

$$x = r(\sin \alpha_i + v_p v_{окр}^{-1} \alpha_i); \quad y = r(1 - \cos \alpha_i),$$

где r — радиус рабочего органа по режущим кромкам ножей; α_i — текущий угол поворота режущего органа от начальной точки А.

Дифференцируя уравнения x и y , получим выражение для действительного угла γ_i наклона касательной к траектории движения ножа:

$$\operatorname{tg} \gamma_i = \frac{dy}{dx} = \frac{dy/d\alpha_i}{dx/d\alpha_i} = \frac{r \sin \alpha_i}{r(\cos \alpha_i + v_p/v_{окр})}$$

Всегда $\gamma_i = \alpha_i - (4-6)^\circ$, что следует учитывать при выборе заднего угла резания ножа. Благодаря движению ножа по эпициклоиде он срезает серповидную стружку переменной радиальной толщины δ_i (рис. 150, а):

$$\begin{aligned} \delta_i &= \overline{AB} = \overline{AO'} - \overline{BO'} = \overline{AO'} - (\overline{BC} - \overline{OC}) = \overline{AO'} - \\ &- (\sqrt{\overline{OB}^2 - \overline{OC}^2} - \overline{OC}) = r - [\sqrt{r^2 - (l \cos \alpha_i)^2} - \\ &- l \sin \alpha_i] = r - (r \sqrt{1 - l^2 r^{-2} \cos^2 \alpha_i} - l \sin \alpha_i), \end{aligned}$$

где l — перемещение центра ротора за время поворота на угол α_i .

Отсюда следует, что $\delta_i \approx l \sin \alpha_i$. Произведение $l^2 r^{-2}$ пренебрегаемо мало, так как при 6—12 ножах l значительно меньше радиуса.

При $\alpha_i = 90^\circ$ стружка имеет максимальную толщину $\delta = l$, равную горизонтальной подаче на один нож, то есть перемещению рабочего органа за время поворота одного ножа на 90° , м:

$$\delta = v_p (60 n_p z'_n)^{-1}, \quad (138)$$

где v_p — рабочая скорость поступательного перемещения, м/ч; n_p — частота вращения рабочего органа, мин⁻¹; z'_n — число ножей по окружности рабочего органа в каждом ряду, расположенном в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения.

Из $\triangle ABD$ (рис. 150, а) $\delta_i = \delta \sin \alpha_i$, следовательно, срезаемая стружка во всех сечениях, параллельных направлению движения, имеет постоянную толщину, равную толщине стружки δ .

Учитывая, что для большинства рабочих органов (кроме типа VII) $v_{окр} \gg v_p$ и, заменяя приближенно эпициклоиду окружностью (рис. 150, а), что дает ошибку в толщине стружки менее 2%, найдем объем серповидной стружки, срезаемой одним ножом, м³:

$$V_n = \int_0^{\alpha_{кон}} \delta_i b_n dl_1 = \int_0^{\alpha_{кон}} \delta \sin \alpha_i b_n r d\alpha_i =$$

$$\begin{aligned}
&= \delta b_n r \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} \sin \alpha_i d\alpha_i = \delta b_n r \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} -\cos \alpha_i = \\
&= \delta b_n r (1 - \cos \alpha_{\text{кон}}) = \delta b_n (r - r \cos \alpha_{\text{кон}}) = \delta b_n [r + r \cos (\pi - \alpha_{\text{кон}})] = \\
&= \delta b_n (r + h') = \delta b_n h_p = S_c b_n, \quad (139)
\end{aligned}$$

где b_n — ширина ножа, м; l_1 — длина пути; $\alpha_{\text{кон}}$ — угол контакта, для типов I—IV, IX и для типов VII, VIII соответственно, град:

$$\begin{aligned}
\alpha_{\text{кон}} &= \arcsin [(h_p - r_\phi) r_\phi^{-1}] + 90^\circ; \\
\alpha_{\text{кон}} &= \arccos [(r_\phi - h_p) r_\phi^{-1}], \quad (140)
\end{aligned}$$

где h_p — глубина копания для типов VII, VIII, IX, для типа I $h_p = H_n$, для типов II, III, IV $h_p = l_{\text{от}} = H_n / \sin \alpha_n$, где $l_{\text{от}}$ — длина откоса канала; H_n и α_n — глубина и угол наклона откоса; r_ϕ — радиус фрезы;

S_c — площадь сечения стружки:

$$S_c = \delta h_p. \quad (141)$$

Для ротационных рабочих органов, ось вращения которых параллельна направлению перемещения (тип V, рис. 149) или наклонена к направлению перемещения под углом, отличным от прямого (тип VI), траектория режущей кромки ножа близка к винтовой линии.

Выбор основных параметров. Из числа основных параметров мелiorативных машин для ротационных рабочих органов основными являются: окружная скорость $v_{\text{окр}}$ (м/с), рабочая поступательная скорость перемещения v_p (м/ч), диаметр ротора d_p или фрезы d_ϕ , ширина рабочего органа b_p , лопаток b_λ и ножей b_n (м), число режущих z_n и отбрасывающих z_λ элементов и их расположение, углы, определяющие их форму, дальность отбрасывания грунта l_0 (м), толщина стружки δ (м), направление вращения (прямое или обратное, рис. 149, в, з), производительность P_T (м³/ч).

Для всех типов рабочих органов δ определяют по формуле (138), S_c — по формуле (141), P_T — по формулам (89), (90), (91).

Рабочая скорость перемещения для всех типов ротационных рабочих органов, м/ч:

$$v_p = P_T S^{-1}, \quad (142)$$

где P_T — техническая производительность, м³/ч; S — площадь поперечного сечения грунта, разрабатываемого рабочим органом за один проход, м².

При увеличении v_p возрастает производительность P_T и снижается удельная мощность $N_{\text{уд}}$. Поэтому желательно увеличивать v_p в пределах, допускаемых мощностью двигателя ($v_p < 1000$ м/ч) и производительностью (выносной способностью) рабочего органа.

Тип I. Так как копирующая фреза (см. рис. 10) прокладывает каналы с крутыми откосами в пнистых и беспнистых торфяниках (см. табл. 5), то для отбрасывания грунта и измельчения древесины требуются значительные окружные скорости $v_{\text{окр}} = 17-27$ м/с. $v_{\text{окр}} = k'_0 l_0$ (м/с), где дальность отбрасывания $l_0 = 10-12$ м, коэффициент пропорциональности $k'_0 = 1,5-2,5$.

Диаметр копирующей фрезы, м:

$$d_\phi = (2 - 2,2) H_n \sin^{-1} \alpha_n,$$

где H_n и α_n — глубина канала (м) и угол наклона откоса к горизонту, град.

Профиль поперечного сечения фрезы соответствует заданному профилю канала (рис. 10), число ножей $z_n = 36-48$, диаметр ножа $d_n = 0,08-0,1$ м, угол резания $\Psi_n = 30-55^\circ$. Чашечные ножи устанавливают по спирали, а плоские — по образующим конуса. Направление вращения — прямое. Толщина стружки δ — не более 3 см,

Типы II и IV. Разброс на расстояние $l_0 = 5-10$ м по крайним частицам, достаточное для размещения грунта, вынутого из канала при максимальной высоте разбрасываемого слоя $h_c = 10-15$ см, допускающего вспашку плугами без предварительного разравнивания, а также чистый срез растительности и перерезание корневой системы должна обеспечивать *окружная скорость* фрез. Исследования показали, что при $v_{\text{окр}} < 7$ м/с достаточное разбрасывание не достигается и толщина слоя велика. При возрастании $v_{\text{окр}}$ до 13-15 м/с l_0 увеличивается пропорционально $v_{\text{окр}}$, а затем медленнее из-за возрастающего сопротивления воздуха. Одновременно с увеличением l_0 распределение грунта по длине выброса становится равномернее, а толщина слоя — меньше. При $v_{\text{окр}} = 7-8$ м/с для минеральных грунтов (влажность до 22-25%) и влажного торфа $l_0 = 5-6$ м; при $v_{\text{окр}} = 13$ м/с $l_0 = 10-12$ м, а для сухого торфа l_0 на 30-40% меньше. Для чистого среза растительности и перерезания корневой системы необходимо $v_{\text{окр}} > 10-12$ м/с. Поэтому рекомендуется $v_{\text{окр}} = 8-13$ м/с, пользуясь зависимостью, м/с:

$$v_{\text{окр}} = k'_0 l_0 = (1,3 - 1,5) l_0, \quad (143)$$

где $l_0 - b$ м.

Желательно, чтобы рабочий орган имел переменную окружную скорость. Наибольшая дальность l_0 получается при $\text{ctg} \alpha_n = 1$; при $\text{ctg} \alpha_n \geq 1$, $S_n > 2$ м², сильно заросших каналах и фрезировании сухого торфа следует принимать верхние пределы $v_{\text{окр}}$, для минеральных грунтов — нижние.

Увеличение $v_{\text{окр}}$ выше указанных пределов нежелательно, так как уже при $v_{\text{окр}} > 9-10$ м/с резко возрастает расход мощности [см. формулу (9), где $v_r = v_{\text{окр}}$, и формулу (153)], износ ножей, динамические нагрузки (гл. 2, § 2) и усилие резания F_p (рис. 150, д). Последнее объясняется тем, что при скоростном резании переувлажненных грунтов большое влияние оказывают силы пластичности вследствие возрастания градиента скорости в плоскости соприкосновения ножа с грунтом. Скорость распространения деформации в грунте становится меньше скорости резания (нарастания нагрузок), что вызывает накопление энергии в грунте.

Направление вращения фрез — всегда прямое (рис. 150, в) во избежание падения грунта в канал и увеличения мощности на трение. **Режущие элементы** (ножи) фрез (см. рис. 6) для работы, преимущественно в переувлажненных грунтах, где почти отсутствует скалывание, рекомендуются с прямоугольной (рис. 149, б) режущей кромкой (угол захвата $\alpha = 90^\circ$), так как гребенчатые (рис. 149, з) ножи, не оказывая рыхляющего действия, встречают увеличенное сопротивление копанию из-за больших поверхностей трения и забивания грунтом и растительностью, что частично относится к Г-образным ножам (рис. 149, в). Оптимальный угол резания ножа, прорезающего узкие щели в переувлажненных грунтах (рис. 150, е), $\Psi = 55-65^\circ$, задний угол $\theta_{\text{зад}}$ не менее $15-20^\circ$. Большие значения этих углов по сравнению с обычно принимаемыми для грунтов средней влажности объясняются упругостью переувлажненных пластичных грунтов, их выпучиванием и усилением трения по поверхности ножа.

Ширина ножа должна быть $b_n > 8$ см, так как при увеличении b_n до 8 см усилие резания F_p растет, а удельное сопротивление k снижается, а затем остается практически постоянным. Во всяком случае, чтобы лопатки не участвовали в резании грунта, $b_n = b_\lambda + 0,02$ м (где b_λ — ширина лопатки). Число ножей принимают $z_n = 6-12$; большее число ножей для больших диаметров фрез.

Как уже указывалось (гл. 10, § 2), с уменьшением толщины стружки δ (рис. 150, ж) снижаются усилия F_p и резко возрастает удельное сопротивление копанью k . Поэтому $\delta=0,5-4$ см, но желательно [см. формулу (138)], чтобы $\delta=0,6-1$ см для торфяных и $\delta=0,4-0,8$ см для минеральных грунтов.

Диаметр фрезы d_ϕ по концам ножей (рис. 150, з) должен быть таким, чтобы обеспечить необходимый угол разгрузки θ_ϕ при длине $l_{от}$. Угол разгрузки θ_ϕ выбирают с расчетом, чтобы грунт, выбрасываемый лопаткой, не попадал обратно в канал; для этого разгрузка, которая начинается в точке B' , когда наружная кромка лопатки подошла к бровке, должна заканчиваться в верхней точке C' (рис. 150, з). Сильное увеличение диаметра повышает габариты и вес рабочего органа и ухудшает проходимость машины (гл. 10, § 7). В момент начала разгрузки (рис. 150, з).

$$l_{от} = r_\phi + r_n \cos \theta_\phi = 0,5d_\phi + (r_\phi - l_n) \cos \theta_\phi;$$

$$H_k \sin^{-1} \alpha_k = l_{от}; \quad 2H_k \sin^{-1} \alpha_k = d_\phi + 2r_\phi \cos \theta_\phi - 2l_n \cos \theta_\phi = \\ = d_\phi (1 + \cos \theta_\phi) - 2l_n \cos \theta_\phi,$$

откуда, м:

$$d_\phi = 2(H_k / \sin \alpha_k + l_n \cos \theta_\phi) (1 + \cos \theta_\phi)^{-1}, \quad (144)$$

где r_ϕ — радиус фрезы, м, $r_\phi = 0,5d_\phi$; H_k — максимальная глубина канала, м; α_k — угол наклона откоса к горизонту, град; l_n — длина ножа с кронштейном по радиусу, м, $l_n = 0,1-0,2$ м; r_n — радиус фрезы без ножей, $r_n = r_\phi - l_n$; θ_ϕ — угол разгрузки, $\theta_\phi = 45-70^\circ$. Для практических расчетов $\theta_\phi = 50-65^\circ$ так, чтобы $d_\phi = (1,35-1,65)l_{от}$ или $d_\phi = (2-2,5)H_k$.

Длина лопатки зависит от длины пути частиц грунта до момента разгрузки. Лопатки делают плоскими, и проекция лопатки на плоскость фрезы находится под углом α_l к радиусу по концам лопаток (рис. 150, и) r_l . Предположим, что частица грунта переместилась по лопатке из положения M в положение M_1 за время поворота фрезы на угол θ_1 между перпендикулярами $OA=OA_1=r_0$ на оба направления лопатки.

В положении M_1 частица находится под действием центробежной силы $F_{цп} = m\omega^2 r$, силы тяжести $G = mg$, кариолисовой силы $F_k = 2m\omega \frac{dl}{dt}$ и силы трения $F_{тр}$. Разложим $F_{цп}$ на составляющую вдоль лопасти $F_{ир}$ и тангенциальную $F_{нт}$ составляющую:

$$F_{ир} = m\omega^2 A_1 M_1 = m\omega^2 (AM + l) = m\omega^2 (l_0 + l), \quad F_{нт} = m\omega^2 r_0 = m\omega^2 r_l \sin \alpha_l,$$

где l — расстояние, пройденное частицей по лопатке.

Сила тяжести G образует составляющую в плоскости фрезы $G'' = G \sin \alpha_k = mg \sin \alpha_k$ и перпендикулярную фрезе $G' = mg \cos \alpha_k$, где α_k — угол наклона фрезы к горизонту. Учитывая, что $\Delta M_1 BC \sim \Delta O_1 A_1 O$, разложим G'' на составляющую вдоль лопатки $G_p = G'' \cos \alpha_2$ и тангенциальную $G_t = G'' \sin \alpha_1$, где $\alpha_2 = 180^\circ - (\theta_1 + \theta')$; $\alpha_1 = 90^\circ - \alpha_2$. Тогда сила трения $F_{тр} = (G_t + F_k - F_{нт}) \operatorname{tg} \varphi_1 + G' \operatorname{tg} \varphi_2$, где φ_1 и φ_2 — углы трения частицы о лопатку и плоскость фрезы (табл. 32).

Дифференциальное уравнение движения частицы в общем виде:

$$m \frac{d^2 l}{dt^2} = F_{ир} - G_p - F_{тр}.$$

После подстановки значений членов и решения уравнения получим выражение для определения наибольшего пути l_m , проходимого наиболее удаленной частицей по лопатке до момента выброса, м:

$$l_m = \{A_0(a_1 - 1) + B_0[(a_2 - a_3)e^{\frac{a_2}{a_1} \theta_\phi} + (a_2 + a_3)e^{-\frac{a_2}{a_1} \theta_\phi} - 2a_3]\} a_1^{-1}, \quad (145)$$

где $A_0 = r_n (\cos \alpha_l + \sin \alpha_l \operatorname{tg} \varphi_1) - g \cos \alpha_k \omega^{-2} \operatorname{tg} \varphi_2$; $r_n = r_\phi - l_n$; l_n — длина ножа с крон-

штейнами по радиусу, м; $r_\phi = d_\phi/2$; d_ϕ — диаметр фрезы по концам ножей, м; $B_0 = g \sin \alpha_k \omega^{-2} \omega^{-2}$ (ω — угловая скорость, $\omega = 2\pi n_\phi$, где n_ϕ — частота вращения фрезы, с^{-1}); $a_1 = a_3^2 e^{\frac{a_2}{a_1} \theta_\phi} + a_4^2 e^{-\frac{a_2}{a_1} \theta_\phi}$; $\epsilon = 2,7$; θ_ϕ — угол разгрузки ($\theta_\phi = 50-65^\circ$);

$$a_4 = \sin \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1 \right); \quad a_5 = \cos \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1 \right); \quad a_2 = \cos (\theta_0 - 2\varphi_1); \quad a_3 = \sin (\theta_0 + \varphi_1); \quad a_6 = \cos (\theta_0 + \theta_\phi + 2\varphi_1).$$

θ_0 — угол между линией проекции лопатки в начале движения грунта по лопатке в момент выхода ее наружной кромки на поверхность забоя (точка B') и радиусом-вектором, проведенным в точку C' окончания разгрузки лопатки. Из треугольника $B'D'O$ (рис. 150, и) $\theta_0 = \pi - \theta_\phi - \alpha_l = \pi - (0,5\pi - \theta_2) - \alpha_l = 0,5\pi - (\alpha_l - \theta_2)$. θ_2 — угол между радиусом OB' и горизонтальным диаметром, $\theta_2 = 0,5\pi - \theta_\phi$. Можно определить θ_2 приближенно, считая $r_l \cong r_\phi$, и по схеме рисунка 150, з:

$$\sin \theta_2 \cong (l_{от} - r_\phi) r_\phi^{-1} = 2(H_k - 0,5d_\phi \sin \alpha_k) d_\phi^{-1} \sin^{-1} \alpha_k = (2H_k - d_\phi \sin \alpha_k) d_\phi^{-1} \sin^{-1} \alpha_k.$$

Длина лопатки $l_l \geq l_m$, но большое увеличение l_l может вызвать возрастание θ_ϕ . Угол разгрузки θ_ϕ уменьшается: с увеличением угла α_l , так как возрастает $F_{нт}$, что снижает $F_{тр}$ и облегчает разгрузку; с увеличением $v_{окр}$ и ω , так как возрастает $F_{ир}$; с уменьшением φ_1 и φ_2 , что снижает $F_{тр}$; с уменьшением α_k , так как при более пологом откосе разгрузка облегчается. Угол θ_ϕ зависит также от соотношения геометрических размеров фрезы с глубиной канала [см. формулу (144)].

Увеличение угла α_l ограничивается возможностью зажима грунта между лопаткой и поверхностью забоя (рис. 150, и). Поэтому принимают $\alpha_l = 20-30^\circ$.

Ширина лопатки (средняя) b_l (м) должна быть такой, чтобы при длине лопатки l_{max} (м), числе лопаток $z_l = z_n$, частоте вращения $n_\phi \text{с}^{-1}$ был обеспечен выброс разрыхленного грунта, равный часовой производительности P'_T ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$b_l = \frac{V'_l}{S'_l} = \frac{P'_T k_p}{S'_l 3,6 \cdot 10^3 z_l n_\phi i_\phi}, \quad (146)$$

где V'_l — необходимая емкость ссыпки одной лопатки, м^3 ; k_p — коэффициент разрыхления (табл. 32); i_ϕ — число одновременно работающих фрез; S'_l — площадь поперечного сечения грунта на лопатке, считая вдоль лопатки (рис. 150, к), определяется приближенно, м^2 :

$$S'_l \cong 0,5 l_m h_{max}, \quad (147)$$

где l_m вычисляют по формуле (145); h_{max} — максимальная высота объема грунта на лопатке в момент начала разгрузки по перпендикуляру к лопатке (рис. 150, к). Определяется графически, считая, что поверхность грунта располагается под углом γ_l к проекции лопатки; при $\alpha_l = 0^\circ, 20^\circ, 35^\circ$ соответственно $\gamma_l = 40^\circ, 60^\circ, 90^\circ$; дуга $B'B''$ приближенно заменяется хордой.

Ориентировочно ширина лопатки $b_l = d_\phi/15-20$.

Принятая ширина лопатки фрез типа II во избежание соприкосновения фрез на дне канала шириной b_d должна удовлетворять условию:

$$b_l < 0,5 b_d \sin^{-1} \alpha_k, \quad (148)$$

а фрез типа IV $b_l \geq \delta_n$, где δ_n — максимальная толщина слоя наносов.

Направление вращения фрез прямое во избежание попадания грунта в канал и увеличения потерь на трение.

Тип III. Гравитационную разгрузку на берму должна обеспечивать окружная скорость ротора. Поэтому $v_{окр} \leq 3$ м/с. Определяют $v_{окр}$ по формуле, м/с:

$$v_{окр} \cong (1,1 - 1,25) \sqrt{x' r_p g},$$

где r_p — радиус по концам ножей, м, $r_p = d_p/2$; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; коэффициент $x' = \sin \alpha_k$.

Рабочую скорость движения вычисляют по формуле (142).

Диаметр ротора d_p определяют из условия размещения под ротором кавальера грунта (рис. 150, л) без осыпания в канал. Площадь поперечного сечения $S_{\text{кав}}$ кавальера, в который перемещен грунт из половины канала площадью сечения S_k с учетом коэффициента разрыхления k_p (табл. 32), составит $S_{\text{кав}} = 0,5 S_k k_p$. Выражая ту же площадь, как площадь равнобедренного треугольника ABC , получим:

$$S_{\text{кав}} = 2AC' \cdot BC' / 2 = h_k \text{ctg} \varphi_r h_k = h_k^2 \text{ctg} \varphi_r,$$

где φ_r — угол естественного откоса (табл. 32). По данным испытаний, высота кавальера

$$h_k = 0,5 (h_D + h_E) - H_k = 0,5 \{d_p \sin \alpha_k + [d_0 + 0,5 (d_p - d_0)] \sin \alpha_k\} - H_k = 0,25 (3d_p + d_0) \sin \alpha_k - H_k,$$

где h_D и h_E — соответственно высота точек D и E , определяющих окружность ножей и ротора без ножей. Приравняв это значение h_k полученному ранее, имеем:

$$h_k = \sqrt{S_{\text{кав}} \text{ctg}^{-1} \varphi_r} = \sqrt{0,5 S_k k_p \text{ctg}^{-1} \varphi_r} = 0,25 (3d_p + d_0) \sin \alpha_k - H_k,$$

откуда после преобразования получим диаметр ротора, м:

$$d_p = \left[4 \left(H_k + \sqrt{0,5 S_k k_p \text{ctg}^{-1} \varphi_r} \right) - d_0 \sin \alpha_k \right] 3^{-1} \sin^{-1} \alpha_k, \quad (149)$$

где d_0 — диаметр ротора без зубьев, $d_0 \cong H_k / (0,45 - 0,5)$; H_k — глубина канала, м; α_k — угол наклона откоса к горизонту, град; обычно $d_p \cong (3 - 4) H_k$. Площадь поперечного сечения канала (м^2):

$$S_k = b_n H_k + 0,5 A' B' H_k = b_n H_k + 0,5 H_k \text{ctg} \alpha_k H_k = H_k (b_n + H_k \text{ctg} \alpha_k).$$

Так как ротор транспортирует грунт между ножами-ковшами (рис. 149, а), имеющими ширину ротора b_p , то производительность P_r ($\text{м}^3/\text{ч}$) будет определяться объемом кольца $0,25\pi (d_p^2 - d_0^2) b_p$ и частотой вращения $n_p (\text{с}^{-1})$, откуда, м:

$$b_p = \frac{4P_r}{3,6 \cdot 10^3 \pi (d_p^2 - d_0^2) n_p k_n i_p}, \quad (150)$$

где k_n — коэффициент заполнения межножевого пространства, учитывающий объем самих зубьев-ковшей, $k_n = 0,52 - 0,55$; i_p — число роторов.

Режущие элементы ножи-ковши шириной $b_n = b_p$ и высотой по радиусу $l_n = 0,5 (d_p - d_0)$, м. Число ножей $z_n = 8 - 10$ (для $d_p = 2,5 - 4$ м). Угол резания $\Psi = 30 - 55^\circ$, заострения $\gamma = 10 - 15^\circ$, угол захвата $\alpha = 90^\circ$.

Толщина стружки δ составляет $0,5 - 6$ см [см. формулу (138)]. Желательно увеличивать δ для снижения k_1 (гл. 10, § 3). Направление вращения — прямое.

Типы V и VI. Их применяют только для очистки дна каналов (рис. 150, б). Окружную скорость $v_{\text{окр}}$ вычисляют по формуле (143). Она должна обеспечить выброс грунта наносов из каналов глубиной до 3 м и дальность отбрасывания от бровки на $l_0 = 5 - 10$ м; $k'_0 = 1,5 - 2,5$; $v_{\text{окр}} = 10 - 25$ м/с.

Диаметр фрезы определяют графически (рис. 150, м), вписывая окружность фрезы в профиль поперечного сечения канала с точками касания в нижней части откосов и на дне канала. В большинстве случаев $d_f = 0,5 - 1,2$ м. При большой ширине по дну следует использовать вспомогательные пассивные откосы, для очистки всей нижней части сечения канала, чтобы не подрезались откосы $b_n > 0,4$ м.

Размеры ножей-лопаток и их расположение (число ножей-лопаток $z_{\text{нл}} = 2 - 3$, большие значения для $d_f > 0,5$ м) должны обеспечивать минимальную энергоёмкость резания и отбрасывания грунта, максимальную производительность и компактность струи грунта, отбрасыва-

емой через раструб кожуха, что увеличит дальность и предупредит засорение грунтом бермы канала. Срезанный ножами грунт перемещается к концу лопатки под действием сил, показанных на рисунке 150, н, и образует призму на всю ширину лопатки b_n с площадью сечения вдоль лопатки фигуры ABC (рис. 150, н). Для увеличения компактности струи грунта нужно, чтобы центр тяжести объема сыпки в момент выброса в раструб располагался ближе к кожуху, для чего рекомендуется ширину лопатки увеличивать до $b_n = 0,15 - 0,20$ м. Нижний предел для малых скоростей v_p [см. формулу (142)], верхний для $v_p > 700$ м/ч.

Чем меньше ширина лопатки, тем больше мощность вследствие просыпания грунта и увеличения сопротивления вращению. Максимальную ширину лопатки, исходя из обеспечения производительности P_r ($\text{м}^3/\text{ч}$) проверяют по формуле для лопатки (см) $b_n \geq 0,04 + 0,00235 P_r$.

Длина лопатки $l_n = k'' r_f$ (где r_f — радиус фрезы; коэффициент $k'' = 0,8 - 0,85$). В поперечном разрезе (рис. 150, н) с целью получения компактной струи грунта лопатку ставят под углом $\alpha' = 90^\circ$ к диску фрезы, но для улучшения условий резания ее изгибают под углом $\alpha'' = 50 - 55^\circ$ на высоте $(0,75 - 0,8) b_n$; при этом угол резания $\Psi = 35 - 45^\circ$, задний угол $\theta_{\text{зад}} = 10 - 15^\circ$. Наиболее компактная струя получается при отклонении лопатки на $\alpha_n = 5 - 10^\circ$ назад от радиуса. При таких углах получается минимальное размельчение грунта и компактная струя с малым рассеиванием.

Толщина стружки [см. формулу (148)] для минеральных грунтов $\delta = 0,5 - 0,7$ см, для торфяников $\delta = 0,7 - 1,5$ см.

Направление вращения рабочих органов принимают для отбрасывания наносов за противоположный откос.

Фреза типа VI рассчитывается аналогично типу V, пренебрегая уменьшением угла захвата.

Тип VII. Он имеет различные формы ножей. Форма и параметры ножей. Ножи болотные для обработки болотных и задернелых луговых почв (рис. 149, з, 150, о) для обеспечения резания лезвием волокон и подрезки снизу имеют прямолинейную часть и отгиб снизу на $50 - 60$ мм (рис. 150, с), отгибы вправо и влево чередуются. Для измельчения почвы на комки диаметром не более d' (см) расстояние между ножами в направлении, параллельном оси фрезы, принимают $l'_n = 2a$, а ширину захвата отогнутой части $0,5 (l'_n - l'_0)$, где l'_0 — расстояние между концами отгибов ножей соседних рядов, $l'_0 = 1,5$ см. Лезвие отклонено от радиуса на 30° . Угол заострения лезвия $\gamma = 20 - 25^\circ$. Задний угол $\theta_{\text{зад}} = 7 - 8^\circ$, $\Psi = 90 - 100^\circ$, толщина ножа $\delta_n = 8 - 12$ мм.

Ножи прямые (с небольшим отгибом) на $15 - 20$ мм (рис. 150, о) применяют для улучшения пастбищ, разделки дернины после вспашки, обработки заросших почв (рис. 101, внизу), $\Psi = 80 - 90^\circ$, $\theta_{\text{зад}} = 7 - 8^\circ$.

Ножи в виде полевого крючка для обработки незадернелых почв имеют углы резания $\Psi = 30 - 35^\circ$ (рис. 150, н), ширину лапы $b_n = 30$ мм, а стойки ножа — $b_n = 15 - 20$ мм.

Число ножей в одной плоскости (секции) $z'_n = 6 - 12$. Число секций $6 - 12$. Длина ножей $l_n = 0,1 - 0,2$ м.

Окружную скорость фрезы в зависимости от требуемого измельчения (толщины стружки δ) и типа почв принимают $v_{\text{окр}} = 6 - 12$ м/с (вращение обычно обратное). При обработке под посев мохового болота, луго-болотной связной дернины, осоковых кочек болотными ножами $v_{\text{окр}} = 6 - 9$ м/с (при $\delta = 0,05 - 0,1$ м), супесей, суглинков (стерни), легкой дернины $v_{\text{окр}} = 4 - 6$ м/с.

Размеры стружки в зависимости от требуемого измельчения и грунта $\delta=0,04-0,3$ м [см. формулу (138)]. По данным, полученным в полевых условиях, при обработке супесей, суглинков (стерни), легкой дернины со скоростью $v_{окр}=5-6$ м/с, $\delta=0,06-0,2$ м и более (меньшие цифры для более тяжелых грунтов), а болотно-торфяных грунтов с дерниной и кочками $\delta=0,04-0,08$ м. Ширина стружки $b_n=0,09-0,12$ м (расстояние между секциями барабана) в зависимости от z_n , δ и $v_{окр}$. По этим значениям δ можно выбрать *поступательную скорость* v_p [см. формулу (138)], которая может достигать 4000 м/ч; V_n и S_c — см. формулы (139) и (141).

Ширина захвата фрез $b_\phi=0,9-2$ м.

Диаметр барабана по концам ножей $d_\phi=0,6-1$ м, глубина обработки $h_p=0,1-0,4$ м.

Тип VIII. Рабочими органами VIII типа корчуют пни и другую растительность на торфяниках; глубина корчевания до $h_p=0,4$ м, диаметр корчующего ротора $d_p=(3,2-3,5)h_p$; ширина захвата $b_p=2,5-3$ м при тяговом тракторе класса 6 тс. Диаметры других роторов — съемного $d_{p,c}=(0,75-0,8)d_p$, транспортирующих $d_{p,t}=(0,4-0,45)d_p$; $d_{p,t}''=(0,3-0,32)d_p$; $d_{p,t}'''=(0,22-0,25)d_p$. При пниности 3% окружная скорость корчующего ротора $v_{окр}=1-1,5$ м/с.

Поступательная рабочая скорость в зависимости от грунта и пниности $v_p=100-2500$ м/ч.

Число зубьев-клыков (рис. 149, и) $z_n=36-45$, в одной плоскости $z'_n=3$. Толщину стружки δ определяют по формуле (138), направление вращения — прямое.

Тип IX. Эти рабочие органы перерабатывают торф с мощностью слоя более 1 м без камней с кустарником высотой 2—6 м и диаметром стволов 0,1—0,12 м и погребенной древесиной ($\geq 3\%$), пнями высотой до 0,1—0,12 м и на меньшую глубину минеральный грунт.

Диаметр фрезы $d_\phi=(1,4-2)h_p$ (м), где h_p — максимальная глубина обработки, м, $h_p=0,25-0,5$, исходя из необходимости измельчения корней древесины и грунта в пахотном слое (большие значения h_p для торфа).

Ширина захвата фрез $b_\phi=1,7-2$ м.

Окружная скорость $v_{окр}$ зависит от требуемого измельчения. По опытным данным, размер кусков измельченной древесины должен быть не более $a_{ср}=0,1$ м, длина — не более 0,2 м, а частицы почвы — 0,001—0,01 м (при $a_{ср}<0,05$ м резко увеличивается расход энергии). Такие размеры кусков обеспечиваются для чашечных ножей при $v_{окр}=11-15$ м/с (ольха, береза); 18—20 м/с (ива); для незакустаренных участков без древесины $v_{окр}=8-10$ м/с; для дисковых ножей $v_{окр}=13-25$ м/с; увеличение $v_{окр}$ повышает требуемую мощность привода.

Размер стружки также зависит от требуемого измельчения

$$a_{ср} = a_1 a_2 a_3 v_{окр}^{-a} \delta,$$

откуда можно определить δ (мм); (где a_1 и a — коэффициенты, зависящие от породы, физико-механических свойств древесной растительности и режима фрезерования. При $v_{окр}=6-35$ м/с, для ольхи, березы и ивы соответственно $a_1=17,46; 19,23; 21,61$; $a=0,241; 0,276; 0,213$; a_2 — коэффициент, зависящий от грунтовых условий, $a_2=1,14-1,43$; a_3 — коэффициент, учитывающий направление вращения, $a_3=1$ и $1,7-2,1$ соответственно для прямого и обратного вращения. При прямом вращении $a_{ср}$ получается меньше, так как частицы прижимаются к плите, а не к упругому торфу).

Направление фрезерования прямое (рис. 150, в) при мелком измельчении ($a_{ср}<100$ мм) или обратное при меньших требованиях к измельчению ($a_{ср}\geq 100$ мм); при обратном вращении энергоемкость на 15—17% ниже.

Форма и параметры ножей. Чашечные ножи (рис. 2) имеют диаметр $d_n=0,08-0,1$ м, угол резания $\psi_n=50-55^\circ$, длину выступающей части ножа $l_n=5\delta$. Дисковые ножи $d_n=0,2-0,24$ м, угол захвата $\alpha=45-50^\circ$ и угол наклона 25° ; $l_n=(0,4-0,45)d$. Плоские (прямые) ножи имеют (рис. 92, d) ширину $b_n=0,2-0,25$ м; угол резания $\psi_n=30-55^\circ$. При $v_{окр}=15-20$ м/с число чашечных ножей в одной плоскости, перпендикулярной оси, $z'_n=4,3$ и 2 соответственно при $v_p=500-800, 300-500$ и 100—300 м/ч; число плоских ножей $z'_n=2$; дисковых $z'_n=1$; точное число находят по формуле (138), при v_p по формуле (89), а δ — максимальное в соответствии с $a_{ср}$. Число рядов ножей вдоль образующей фрезы определяют, исходя из ширины захвата b_ϕ , с учетом перекрытия рядов на 30—50 мм. Общее число ножей: чашечных $z_n=80-120$ (соответственно для минеральных и торфяных грунтов); дисковых $z_n=32-42$; плоских $z_n=32-40$.

Поступательная скорость v_p должна ограничиваться условием размещения объема стружки между ножами, чтобы поверхность фрезы не терлась о грунт и древесину. Для чашечных ножей, м/ч

$$v_p \leq 0,5 \cdot 60 l_n d_n z'_n n h_p^{-1},$$

где n — частота вращения, об/мин.

Общее число ножей z_n для рабочих органов типов VII, VIII, IX должно быть проверено по выносной способности фрезы

$$60^{-1} P'_T = z_n n \delta b_n h_p, \quad (151)$$

где P'_T — в м³/ч; n — в мин⁻¹; линейные размеры в м.

§ 2. Баланс мощности машин с ротационными рабочими органами

Мощность привода и двигателя вычисляют по формулам (1) — (3), мощность на передвижение N_m — по формуле (12); N_b и N_n по формулам (13) и (14). Мощность на привод дополнительных устройств определяют по формуле (15). Для большинства машин (кроме типа VIII) $N_T=0$, $\eta_p=0,7-0,8$; $\eta_{po}=\eta_{пер}=\eta_d=0,75-0,85$.

Определение мощности на привод рабочего органа N_{po} [см. формулу (1)] имеет особенности в зависимости от положения оси вращения.

Машины с осью вращения рабочего органа в плоскости, перпендикулярной оси канала (типы I, II, III, IV). При толщине стружки $\delta \geq 0,03$ м [см. формулу (138)] мощность на копание грунта определяют по формуле (6). При копании тонкими стружками ($\delta < 0,03$ м) следует определять мощность отдельно на разработку грунта фрезами или роторами (N'_k) и переработку обрушившегося грунта (N''_k), кВт:

$$N_k = i_\phi N'_k + N''_k, \quad (152)$$

где i_ϕ — число фрез.

Для рабочих органов типов I, IV $N''_k=0$.

Усилие резания одного ножа на бесконечно малом участке стружки длиной dl , соответствующем элементарному углу поворота $d\alpha$ (рис. 151, а):

$$F_n = k_i b_n \delta_i = k_i b_n \delta \sin \alpha_i,$$

где b_n — ширина ножа; δ_i — толщина стружки, соответствующая углу поворота α_i ; δ — толщина стружки [см. формулу (138)].

Подставляя значение k_i по формуле (8), где $\delta=\delta_i$, получим:

$$F_n = k_1 (\delta_1/\delta \sin \alpha_i)^e k_\psi k_b k_\alpha k_r b_n \delta \sin \alpha_i,$$

где $k_\psi, k_b, k_\alpha, k_r, k_1$ — см. табл. 31.

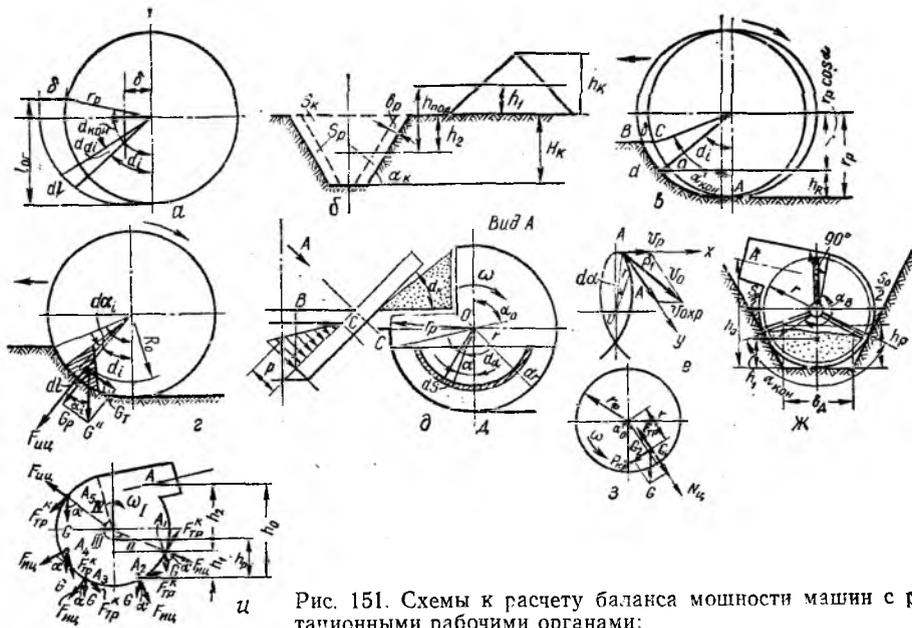


Рис. 151. Схемы к расчету баланса мощности машин с ротационными рабочими органами:

а — к определению N'_k (типы I, II, III, IV); б — к определению высоты подъема грунта (типы I, II, III, IV); в — к определению количества грунта на лопатке (типы те же); г — к определению мощности трения грунта по поверхности забоя (типы те же); д — то же обрушившегося грунта по поверхности ротора (фрезы); е — к определению скоростей и перемещению точек ножей-лопаток фрезы (тип V); ж — к определению высоты подъема грунта (тип V); з — к определению мощности трения о лопатки (тип V); и — то же о поверхность кожуха.

За один оборот на участке, соответствующем $\alpha_{\text{кон}}$, один нож совершит работу:

$$A_n = \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} F_n dl = \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} F_n r_\phi d\alpha_i = k_1 (\delta_1/\delta)^e k_\psi k_b k_\alpha k_r b_n r_\phi \delta \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} \sin^{1-\varepsilon} \alpha_i d\alpha_i = 2^{1-\varepsilon} (1 - 0,5\varepsilon)^{-1} k_1 (\delta_1/\delta)^e k_\psi k_b k_\alpha k_r b_n r_\phi \delta \sin^{2-\varepsilon} \alpha_{\text{кон}} 0,5.$$

Учитывая, что $N_k = i_\phi A_n z_n n 60^{-1} \cdot 10^{-3}$, где i_ϕ — число фрез, $z_n = z'_n$ — число ножей на фрезе, n — частота вращения, мин⁻¹;

$$v_p = v_k = \delta z_n n 60^{-1}, \quad \sin(0,5\alpha_{\text{кон}}) = (0,5H_k \sqrt{1 - \text{ctg}^2 \alpha_k r_\phi^{-1}})^{1/2},$$

где H_k — глубина канала; α_k — угол наклона откоса к горизонту; $r_\phi = r_\phi$ — радиус фрезы по концам ножей; $\sin \alpha_k = \frac{1}{\sqrt{1 - \text{ctg}^2 \alpha_k}}$, после преобразований получим мощность для привода одной фрезы, кВт:

$$N'_k = \frac{10^{-3} k_1 k_\psi k_b k_\alpha k_r b_n (4r_\phi v_k)^{1-\varepsilon} (\delta_1 z_n v_{\text{окр}}/\pi)^\varepsilon \left(\frac{H_k \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \alpha_k}}{2r_\phi} \right)^{1-\frac{\varepsilon}{2}}}{i_\phi \left(1 - \frac{\varepsilon}{2} \right)}, \quad (153)$$

где k_1 в МПа; k_ψ , k_b , k_α , k_r определяют по таблице 31; v_k и $v_{\text{окр}}$ в м/с; все линейные размеры в м.

Объем обрушенного грунта на один метр будет $S_k - S_p$. Поэтому, учитывая соотношение объемов обрушения и непосредственной разработки, получим, кВт:

$$N'_k = i_\phi N'_k (S_k - S_p) S_p^{-1} \Delta \cdot \Delta', \quad (154)$$

где S_k и S_p — соответственно площади поперечного сечения канала и части сечения, разрабатываемой фрезами [см. формулу (156)]; Δ — коэффициент, характеризующий снижение удельного сопротивления копанью после обрушения, Δ' — коэффи-

циент, определяющий часть грунта, которая после обрушения подвергается переработке; $\Delta \cdot \Delta' = 0,65; 0,56; 0,51; 0,49; 0,47$; соответственно для $\text{ctg} \alpha_k = 0,60; 0,75; 1,00; 1,25$ и $1,50$.

Мощность на разрыв грунта вычисляют по формуле (9), мощность на подъем грунта — по формуле (10), где средняя высота подъема грунта $h_{\text{под}}$ (без учета разбрасывания) (рис. 151, б). Считая, что в среднем грунт поднимается от поверхности до половины высоты h_k кавальера $h_1 = 0,5 h_k = (3d_p + d_0) 0,25 \cdot 0,5 \sin \alpha_k = 0,5 H_k$ [см. формулу (149)], грунт, непосредственно разрабатываемый роторами (фрезами), поднимается до поверхности на $0,5 H_k$, а обрушившийся грунт поднимается со дна до поверхности на высоту H_k ; примем среднюю высоту подъема грунта до поверхности $h_2 = H_k - 0,5 H_k S_p S_k^{-1}$, где S_p и S_k — соответственно площади поперечных сечений, непосредственно разрабатываемых роторами (фрезами), и канала (м). Тогда для рабочих органов типов II и III $h_{\text{под}} = h_1 + h_2$ или, м:

$$h_{\text{под}} = \frac{3d_p + d_0}{8} \sin \alpha_k + \frac{H_k}{2} \left(1 - \frac{S_p}{S_k} \right). \quad (155)$$

Если считать, что обрушенный грунт поднимается до поверхности грунта от точки, соответствующей $1/3 \alpha_{\text{кон}}$, а над поверхностью на половину полной высоты подъема, то для рабочих органов типов II и III, м:

$$h_{\text{под}} = r_\phi \sin \alpha_k - \left(1 - \frac{S_p}{S_k} \right) \frac{H_k}{2} - 2r_\phi \sin \alpha_k \sin^2 \frac{\alpha_{\text{кон}}}{6}. \quad (156)$$

Для II и III типов $S_p = 2H_k b_p \sin^{-1} \alpha_k$, для типа IV $S_p = H_k b_p \sin^{-1} \alpha_k$, для типа I $S_p = S_k$. Для типа IV, разрабатывающего наносы площадью S_n с одной стороны канала без обрушения, $h_2 = 0,5 H_k$, м:

$$h_{\text{под}} = \frac{3d_p + d_0}{8} \sin \alpha_k - \frac{H_k}{2} + \frac{H_k}{2} = \frac{3d_p + d_0}{8} \sin \alpha_k; \quad (157)$$

те формула для типа I.

Мощность на преодоление трения в общем случае складывается из составляющих на трение соответственно грунта на лопатках (ноковшах) по поверхности забоя (дуги контакта) $N_{\text{тр}}^I$, откоса $N_{\text{тр}}^{II}$, по стенке $N_{\text{тр}}^{III}$, по поверхности фрезы $N_{\text{тр}}^{IV}$ и обрушающегося грунта по поверхности фрезы (ротора) $N_{\text{тр}}^V$:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{тр}}^I + N_{\text{тр}}^{II} + N_{\text{тр}}^{III} + N_{\text{тр}}^{IV} + N_{\text{тр}}^V. \quad (158)$$

Если $V_{\text{л}}$, $V'_{\text{л}}$ и $V''_{\text{л}}$ — соответственно объемы грунта на лопатке в момент выхода из забоя, за счет обрушения и срезаный ножами (который можно считать срезаный лопаткой), то $V_{\text{л}} = V'_{\text{л}} + V''_{\text{л}}$; считая, что пропорционален площади сечения канала S_k , а $V''_{\text{л}}$ — площади непосредственно разрабатываемой фрезами частью сечения S_p [см. формулу (156)] $V''_{\text{л}}/V_{\text{л}} = S_p/S_k$ или

$$V''_{\text{л}} = \frac{S_p V_{\text{л}}}{S_k} = a' V_{\text{л}}; \quad V'_{\text{л}} = V_{\text{л}} - V''_{\text{л}} = V_{\text{л}} (1 - a').$$

Объем грунта, срезаный ножами при повороте на углы α_i (рис. в) и $\alpha_{\text{кон}}$ ($V_{\text{л}}$), пропорционален площадям соответственно фигур $S_{\text{Аод}} = \delta h_p = \delta (r_p - r_p \cos \alpha_i) = \delta r_p (1 - \cos \alpha_i)$ и $S_{\text{Асв}} = \delta r_p (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})$ [см. формулы (140) и (141)], то есть $S_{\text{Аод}} = S_{\text{Асв}} (1 - \cos \alpha_i) (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})^{-1}$. Тогда объем грунта на лопатке при повороте на угол α_i

$$V_{\alpha} = V''_{\text{л}} (1 - \cos \alpha_i) (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})^{-1} + V'_{\text{л}} = a' V_{\text{л}} (1 - \cos \alpha_i) (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})^{-1} + V_{\text{л}} (1 - a').$$

так как весь объем обрушенного грунта V'_n на лопатке не зависит от угла α . Масса грунта с учетом разрыхления $m_\alpha = V'_n/k_p$ прижимается к поверхности забоя силой $F_n = F_{цн} + G_p$ (рис. 151, ε), где $F_{цн}$ — центробежная сила, $F_{цн} = m_\alpha \omega R_0$ (рис. 151, ε), а G_p — радиальная составляющая веса $G_p = G'' \cos \alpha_i = m_\alpha g \sin \alpha_k \cos \alpha_i$ (см. рис. 150, u), R_0 — радиус центра тяжести объема грунта V_α (рис. 151, ε), который условно считают постоянным, определяя графически в момент, когда $\alpha_i = \alpha_{кон}$ (начало разгрузки); G'' — составляющая веса в плоскости наклонной фрезы (для увеличения надежности расчета сила трения о лопатку и карнолисова сила не учитываются). Работа силы трения $F'_{тр} = F_n f_\Gamma$ одной лопатки на дуге, соответствующей углу контакта $\alpha_{кон}$

$$A'_{тр} = \int_0^{\alpha_{кон}} F_n f_\Gamma dl = \int_0^{\alpha_{кон}} F_n f_\Gamma r_p d\alpha_i,$$

где f_Γ — коэффициент трения грунта по грунту (табл. 32); r_p — радиус востра (фрезы).

Мощность (кВт) и производительность Π_T ($\text{м}^3/\text{ч}$) соответственно:

$$N_{тр}^I = A'_{тр} n_p z_n i_p 6^{-1} \cdot 10^{-4}; \quad \Pi_T = 60 V_{л} z_n n_p k_p^{-1}, \quad (159)$$

где n_p — частота вращения ротора, мин^{-1} ; z_n — число ножей (лопаток), $z_n = z_p$; i_p — число роторов (фрез); $A'_{тр}$ в Дж; $V_{л}$ — в м^3 ; k_p — коэффициент разрыхления (табл. 32).

После подстановки и интегрирования, кВт:

$$N_{тр}^I = \frac{\gamma_\Gamma f_\Gamma r_p \Pi_T}{3,6 \cdot 10^6 g (1 - \cos \alpha_{кон})} \left[\omega^2 R_0 a' (\alpha_{кон} - \sin \alpha_{кон}) + g \sin \alpha_k \left(\sin \alpha_{кон} - \frac{\alpha_{кон}}{2} - \frac{\sin 2\alpha_{кон}}{4} \right) + (1 - a') (1 - \cos \alpha_{кон}) (\omega^2 R_0 \alpha_{кон} + g \sin \alpha_k \sin \alpha_{кон}) \right]. \quad (160)$$

Для типа III $N_{тр}^I = 0$, так как основная масса грунта прижимается центробежной силой и силой тяжести к поверхности ножей-ковшей (рис. 149, a), а не к забою.

Грунт прижимается к поверхности откоса силой $G' = G \cos \alpha_k = m_\alpha g \cos \alpha_k$ (рис. 150, u). Работа силы трения $F''_{тр} = G' f_\Gamma$ одной лопатки на дуге, соответствующей углу $\alpha_{кон}$, будет $A''_{тр} = \int_0^{\alpha_{кон}} G' f_\Gamma r_p d\alpha_i$. Находя мощность и производительность по формуле (159), после подстановки и интегрирования получим, кВт:

$$N_{тр}^{II} = \frac{\gamma_\Gamma f_\Gamma \Pi_T r_p \cos \alpha_k}{3,6 \cdot 10^6 (1 - \cos \alpha_{кон})} \left\{ [1 + (1 - a') (1 - \cos \alpha_{кон})] \sin \alpha_{кон} - \frac{\alpha_{кон}}{2} - \frac{\sin 2\alpha_{кон}}{4} \right\}. \quad (161)$$

В формулах (160) и (161) γ_Γ — удельный вес грунта, $\text{Н}/\text{м}^3$ (табл. 32); ω — угловая скорость, с^{-1} ; α_k и $\alpha_{кон}$ в град или рад.; линейные размеры в м.

Для типов II и IV $N_{тр}^{II} = 0$, так как трение грунта об откос отсутствует.

Расход мощности на трение о лопатки $N_{тр}^{III}$ и о поверхность фрезы $N_{тр}^{IV}$, разрушение грунта торцами лопаток и вентиляция воздуха фрезой (всего 3—4% $N_{тр}$) учитывается в практических расчетах к. п. д. фрезы $\eta_p = 0,7-0,8$.

Мощность на преодоление трения обрушающегося грунта по поверхности фрез (роторов) $N_{тр}^V$ расходуется только у типов II и III, когда

имеется свободная от лопаток поверхность. Допустим*, что ротор (фреза) гладкий диск, процесс обрушения — равномерный, периодический, обрушенный грунт пока не попадет на лопатку (нож-ковш) не транспортируется поверхностью, а сдвинувшись вдоль забоя, останавливается в равновесном состоянии, образуя при $\alpha_k = 30-45^\circ$ свободную поверхность BC , параллельную дневной поверхности. Поверхность контакта обрушенного грунта — круговой сегмент $СДС$ (рис. 151, δ), нормальное давление на диск пропорционально давлению $p = h_i \gamma_\Gamma \cos \alpha_k$, где h_i — текущее значение высоты слоя обрушенного грунта в данной точке; γ_Γ — удельный вес обрушенного грунта. Эпюра давлений обрушенного грунта будет цилиндром, срезанным по плоскости BC . Выделив на поверхности элементарное кольцо (заштриховано) радиусом r и толщиной dr , получим элементарный момент трения:

$$dM_{тр} = r dF_{тр} = r p f_\Gamma dS = r h_i \gamma_\Gamma \cos \alpha_k f_\Gamma 2r dr d\alpha;$$

$$h_i = (r \cos \alpha - r_\phi \cos \alpha_0) \sin \alpha_k,$$

где α_0 — центральный угол, определяемый линией CC пересечения поверхности ротора с уровнем обрушившейся массы грунта.

Тогда элементарная мощность на трение

$$dN_{тр}^V = 10^{-3} dM_{тр} \omega = 10^{-3} \omega 2 \sin \alpha_k \cos \alpha_k \gamma_\Gamma r (r \cos \alpha - r_\phi \cos \alpha_0) r dr d\alpha =$$

$$= 10^{-3} \omega \sin 2\alpha_k f_\Gamma (r \cos \alpha - r_\phi \cos \alpha_0) r^2 dr d\alpha.$$

После двойного интегрирования в пределах по r от $r_\phi \cos \alpha_0$ до r_ϕ и по ϕ в пределах от 0 до α_0 и полагая, что наибольшее значение $\alpha_0 = 70^\circ$ получим максимальное значение $N_{тр}^V$, кВт:

$$N_{тр}^V = \frac{f_\Gamma \gamma_\Gamma r_p^4 \omega \sin 2\alpha_k}{9,5 \cdot 10^3},$$

где f_Γ , γ_Γ берут по таблице 32; r_p — в м; ω — в с^{-1} ; α_k — в град.

Мощность $N_{тр}^V$ будет достигать максимума после обрушения и падать до нуля перед следующим обрушением.

Машины с осью вращения рабочего органа в плоскости, параллельной оси канала (типа V). Мощность на копанье: Нож-лопатка фрезы срезает стружку грунта в форме сегмента (рис. 150, b). Толщина стружки δ в плоскости движения определяется по формуле (138). Наибольшее сопротивление резанию ножа-лопатки [см. формулу (141)] $F'_n = k\delta h_p$, где h_p — глубина обработки (рис. 150, b); k — удельное сопротивление копанью.

Любая точка A фрезы на расстоянии r от оси вращения O (рис. 151, e) при малом перемещении ее в положение A_1 будет двигаться с некоторой абсолютной скоростью $v_0 = \sqrt{v_p^2 + v_{окр}^2}$, где v_p и $v_{окр}$ — взаимно перпендикулярные составляющие скорости в направлении перемещения и в плоскости вращения по касательной к траектории.

Заменяя элементарную кривую AA_1 касательной, получим значения составляющих скоростей:

$$v_{окр} = \frac{dy}{dt} = r \frac{d\alpha}{dt}; \quad v_p = \frac{dx}{dt} = v_{окр} \operatorname{tg} \beta_1 = r \frac{d\alpha}{dt} \operatorname{tg} \beta_1.$$

Подставляя значения $v_{окр}$ и v_p в формулу v_0 получим:

$$v_0 = \sqrt{\left(r \frac{d\alpha}{dt} \operatorname{tg} \beta_1 \right)^2 + \left(r \frac{d\alpha}{dt} \right)^2} = r \frac{d\alpha}{dt} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1} = r \frac{d\alpha}{dt} \sqrt{1 + (v_p/v_{окр})^2}.$$

* Расчет ВНИИземмаш.

Элементарные перемещения точки A по осям

$$dy = r d\alpha; \quad dx = dy \operatorname{tg} \beta_1 = r d\alpha v_{\text{окр}}^{-1}$$

и суммарное

$$dl = \sqrt{(dx)^2 + (dy)^2} = r d\alpha \sqrt{1 + (v_{\text{окр}}^{-1})^2}.$$

Так как для фрез $(v_{\text{окр}}^{-1})^2 < 0,0002$, то можно, заменяя винтовое движение вращательным, принять приближенно

$$v_0 \cong r \frac{d\alpha}{dt}; \quad dl \cong r d\alpha.$$

Принимая приближенно, что равнодействующая сил сопротивления резанию приложена на расстоянии $r \cong 2/3 r_{\text{ф}}$ от центра вращения и угол контакта $\alpha_{\text{кон}} \cong 7/8\pi$ рад, найдем работу фрезерования одним ножом:

$$A_{\text{н}} = \int_0^{\sigma_{\text{кон}}} F_{\text{н}}' dl \cong k \delta h_{\text{р}} \int_0^{7/8\pi} \frac{2}{3} r_{\text{ф}} d\alpha = \frac{7}{12} \pi r_{\text{ф}} k \delta h_{\text{р}}.$$

Принимая во внимание формулы (159) и (138) и подставляя значение работы одного ножа $A_{\text{н}}$, получим при $i_{\text{р}} = 1$, кВт:

$$N_{\text{к}} \cong \frac{7\pi r_{\text{ф}} k \delta h_{\text{р}} n_{\text{р}} z_{\text{т}}}{12 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 60} = \frac{7\pi r_{\text{ф}} k h_{\text{р}} v_{\text{р}} 10^6}{12 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 60} = \frac{r_{\text{ф}} k h_{\text{р}} v_{\text{р}}}{1,96}, \quad (162)$$

где k в МПа, $k = 0,3-0,4$ (минеральный грунт) и $0,15-0,2$ (торф); $r_{\text{ф}}$ — в м; $v_{\text{р}}$ — в м/с; $h_{\text{р}} = h_{\text{н}} = S_{\text{н}} b_{\text{д}}^{-1}$; $h_{\text{н}}$ — условная высота наносов, м; $S_{\text{н}}$ — площадь поперечного сечения наносов, м²; $b_{\text{д}}$ — ширина канала по дну, м (рис. 150, м). Можно пользоваться также формулой (6).

Мощность на разгон и подъем грунта $N_{\text{р}}$ определяют по формуле (9), $N_{\text{п}}$ по формуле (10), где высота подъема (рис. 151, ж)

$$h_{\text{под}} \cong h_0 - h_1,$$

h_0 — высота центра A направляющего раструба кожуха; h_1 — высота условной средней точки начала подъема; $h_{\text{г}} \cong (0,5-0,65) h_{\text{р}}$, м.

Мощность на трение складывается из мощности на преодоление трения грунта по лопаткам $N_{\text{тр}}^{\text{л}}$ и по внутренней поверхности кожуха $N_{\text{тр}}^{\text{к}}$. Трением по вертикальному диску фрезы пренебрегают:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{тр}}^{\text{л}} + N_{\text{тр}}^{\text{к}}. \quad (163)$$

Для определения мощности, затрачиваемой на преодоление трения грунта о лопатку $N_{\text{тр}}^{\text{л}}$, надо рассчитать относительную скорость движения частицы вдоль лопатки. Частица массой m_0 на расстоянии r от центра вращения (рис. 151, з), если считать, что лопатка приближенно идет по радиусу, подвергается действию следующих сил: силы тяжести $G = m_0 g$, центробежной силы $N_{\text{ц}} = m_0 r \omega^2$, кориолисовой силы $P_{\text{к}}' = 2m_0 \omega dx/dt$ и силы трения о лопатку $F_{\text{тр}} = (G_{\text{г}} + P_{\text{к}}') f = (m_0 g \sin \alpha'_0 + 2m_0 \omega dx/dt) f$. На один метр длины лопатки приходится масса:

$$m_1 = \frac{\Pi_{\text{т}} \gamma_{\text{г}} v_{\text{ср}}}{g},$$

где $v_{\text{ср}} = v_{\text{ч}}/2$ — средняя скорость движения грунта ($v_{\text{ч}}$ — относительная скорость частицы грунта в конце лопатки).

При максимальном погружении лопатки на $h_{\text{р}}$ масса будет $m_1 h_{\text{р}}$, а на всей длине лопатки $m_{\text{л}} = m_1 h_{\text{р}} a_{\text{л}}$, где $a_{\text{л}} = 0,4-0,6$ ($a_{\text{л}}$ — коэффициент, учитывающий, что не все частицы совершают по лопатке путь длиной $h_{\text{р}}$). Так как у рабочих органов типа V (рис. 151, ж) копанье осуществляется лопатками в нижнем положении, то G и $N_{\text{ц}}$ (рис. 151, з) способствуют преодолению трения. Пренебрегая этими силами, полага-

ем, что мощность расходуется только на преодоление $F_{\text{тр}}$. Тогда $N_{\text{тр}}^{\text{л}} \cong F_{\text{тр}} v_{\text{ср}}$. Полагая, что $m_0 = m_{\text{л}}$, $dx/dt = v_{\text{ср}}$ получаем $N_{\text{тр}}^{\text{л}} = (m_{\text{л}} g \sin \alpha'_0 + 2m_{\text{л}} \omega v_{\text{ср}}) f v_{\text{ср}} = \Pi_{\text{т}} \gamma_{\text{г}} h_{\text{р}} a_{\text{л}} f v_{\text{ср}} (g \sin \alpha'_0 + 2\omega v_{\text{ср}}) v_{\text{ср}}^{-1}$. Угол α'_0 изменяется от 0 до 90° и от 90° до 0°; при $\alpha'_0 = 45^\circ$ можно пренебречь $g \sin 45^\circ$ (ошибка не более 1,5%). Тогда, кВт:

$$N_{\text{тр}}^{\text{л}} = \Pi_{\text{т}} \gamma_{\text{г}} f h_{\text{р}} a_{\text{л}} \omega v_{\text{ч}} g^{-1} 3,6^{-1} \cdot 10^{-6}, \quad (164)$$

где $\Pi_{\text{т}}$ — в м³/ч; $\gamma_{\text{г}}$ — в Н/м³ (табл. 32); ω — в с⁻¹; $v_{\text{ч}} = (0,7-0,85) v_{\text{окр}}$.

При отклонении лопатки назад или вперед от радиуса вместо $v_{\text{ч}}$ ставится $v_{\text{ч}} \pm (0,7-0,85) \omega r_{\text{ф}}$; $r_{\text{ф}}$ — радиус фрезы, м; g — в м/с²; $h_{\text{р}}$ — в м.

Сила трения $F_{\text{тр}}^{\text{к}}$ частицы о кожух обусловливается действием силы тяжести частицы $G = m_0 g$ и центробежной силы $F_{\text{иц}} = m_0 r \omega^2$ (рис. 151, и). Составляющая силы тяжести $m_0 g \cos \alpha'$ во II и III квадрантах увеличивает силу трения, в IV квадранте уменьшает ее, так как α' изменяется от 0 до 90° и вновь до 0°. Сила тяжести грунта возрастает постепенно во II и III квадрантах, а в IV квадранте полная сила тяжести грунта снижает силу трения. Пренебрегая влиянием силы тяжести, получим общую силу трения $F_{\text{тр}}^{\text{к}} = m_0 r \omega^2 f$. Элементарная работа преодоления силы трения $dA_{\text{тр}}^{\text{к}} = F_{\text{тр}}^{\text{к}} dl = F_{\text{тр}}^{\text{к}} r_{\text{ф}} d\alpha$. Работа будет

$$A_{\text{тр}}^{\text{к}} = F_{\text{тр}}^{\text{к}} \int_0^{\alpha_{\text{в}}} r_{\text{ф}} d\alpha = F_{\text{тр}}^{\text{к}} r_{\text{ф}} \alpha_{\text{в}},$$

где $\alpha_{\text{в}}$ — угол, соответствующий дуге внутренней поверхности кожуха (рис. 151, з), где происходит трение $\alpha_{\text{в}} = (1,5\pi) - \pi_{\text{рад}}$, так как трение — в трех квадрантах. Мощность на преодоление трения о кожух $N_{\text{тр}}^{\text{к}} = A_{\text{тр}}^{\text{к}} \epsilon_0 \epsilon_1$, где ϵ_0 — коэффициент, учитывающий расположение центра тяжести объема грунта на лопатке, $\epsilon_0 = 0,7-0,85$; ϵ_1 — коэффициент, учитывающий концентрацию частиц внутри кожуха, $\epsilon_1 = 0,3-0,5$. Подставляя выражение работы при $m_0 = \frac{\Pi_{\text{т}} \gamma_{\text{г}}}{3600g}$, получим, кВт:

$$N_{\text{тр}}^{\text{к}} = \Pi_{\text{т}} \gamma_{\text{г}} r_{\text{ф}}^2 \omega^2 f \alpha_{\text{в}} \epsilon_0 \epsilon_1 3,6^{-1} \cdot 10^{-6} g^{-1}, \quad (165)$$

где $r_{\text{ф}}$ в м. Остальные обозначения см. формулу (164).

Для машин с рабочим органом типа VI мощность рассчитывается аналогично типу V , полагая угол поворота диска к оси канала $= 90^\circ$ и $h_{\text{под}} = r_{\text{ф}}$; $N_{\text{тр}}^{\text{к}} = 0$.

Машины с горизонтальной осью вращения рабочего органа, перпендикулярной к направлению движения (типы VII , $VIII$, IX). Так как для типа VII $\delta \geq 0,03$ м, то $N_{\text{к}}$ определяют по формуле (6), где k для кривых и прямых ножей можно принимать по таблице 30, а для по-
крючков $(0,5-0,55)k$; при $v_{\text{окр}} > 8-10$ м/с следует принимать те пределы значений k для соответствующей группы грунтов. Протительность $\Pi_{\text{т}} = 608 b_{\text{н}} h_{\text{р}} z_{\text{н}} n$, м³/ч; n в мин⁻¹. По опытным данным, рез на тяжелой супеси (полевые крючки) $k = 0,09-0,55$ МПа соответственно для $\delta = 0,09-0,16$ м; на тяжелом суглинке влажностью (болотный нож) $k = 0,13-0,1$ МПа соответственно для $\delta = 0,1-0,1$. При работе фрез зависимость k от δ сохраняется и для стружек 0,3 м.

Для неразложившихся, задернелых торфяников с кочками, где ость расходуется главным образом на перерезание растительных онов, $N_{\text{к}}$ можно определить, исходя из сопротивления на единицу l ножа. Работа одного ножа на длине дуги резания l будет:

$$A_{\text{н}} = k'_{\text{н}} \delta_{\text{ср}} l = k'_{\text{н}} \frac{\delta h_{\text{р}}}{l} l = k'_{\text{н}} \delta h_{\text{р}},$$

где $\delta_{ср}$ — средняя толщина стружки; k_n — удельное усилие резания волокон на единицу длины ножа.

Используя формулу (159), получим, кВт:

$$N_K = A_n z_n n 60^{-1} \cdot 10^{-3} = k_n' \delta h_p n 60^{-1} \cdot 10^{-3}, \quad (166)$$

где $k_n' = (8-11)10^3$; $(6-7)10^3$ Н/м, соответственно для осоковых кочек и дернины на торфе; n — в мин⁻¹; δ и h_p в м.

N_p вычисляют по формуле (9), где $v = v_{рез} = (v_{окр} \pm v_p)$ м/с (знак (-) при обратном вращении фрезы) и введении в числитель коэффициента 0,75 для полевых крючков и 1 для болотных ножей.

Ввиду малой глубины h_p , $N_n = 0$. По опытным данным трение ножей о дно борозды $N_{тр} \approx 0$. При обратном вращении (рис. 152, *д*) ΣR_r направлена в сторону перемещения, то есть фреза «подталкивает» базовую машину. Мощность подталкивания входит в $N_{ро}$. Аналогично формуле (12) мощность на подталкивание, кВт

$$N_{подт} = \Sigma R_r v_p 3,6^{-1} \cdot 10^{-3}, \quad (167)$$

где ΣR_r в кН [см. формулу (172)] при $\alpha_R = 0,5\alpha_{кон} - \arccos 0,8r_{ф}/r_{ф}$ [см. формулу (140)]; v_p в м/ч.

N_K для прямых ножей на 5—10%, а полевых крючков на 15—20% меньше, чем у болотных ножей, и для всех ножей пропорциональна h_p , так же как $N_{подт}$.

У машин для сплошного уничтожения растительности с *корчующим ротором типа VIII*, копающим грунт с одновременным корчеванием пней и их подъемом в пределах высоты d_p , на основании имеющихся экспериментальных данных, полученных при пнистости 3% в торфяниках, суммарное среднее окружное усилие на роторе, включая копание, корчевание, разгон грунта, трение и подъем $\Sigma R_K = 33-39$ кН. Общая мощность привода [см. формулу (1)] всех рабочих органов $N_{ро}$ (кВт) равна сумме мощности на привод корчующего ротора $N_{ро}^K$ и других роторов (съемного и транспортирующих — $N_{ро}^{с+т}$). На основании формулы (32)

$$N_{ро}^K = T\omega = \Sigma R_K d_p \omega 0,5 = \Sigma R_K v_{окр},$$

где d_p в м; ω — с⁻¹; $v_{окр}$ в м/с; $N_{ро}^{с+т} = (0,6-0,7) N_{ро}^K$.

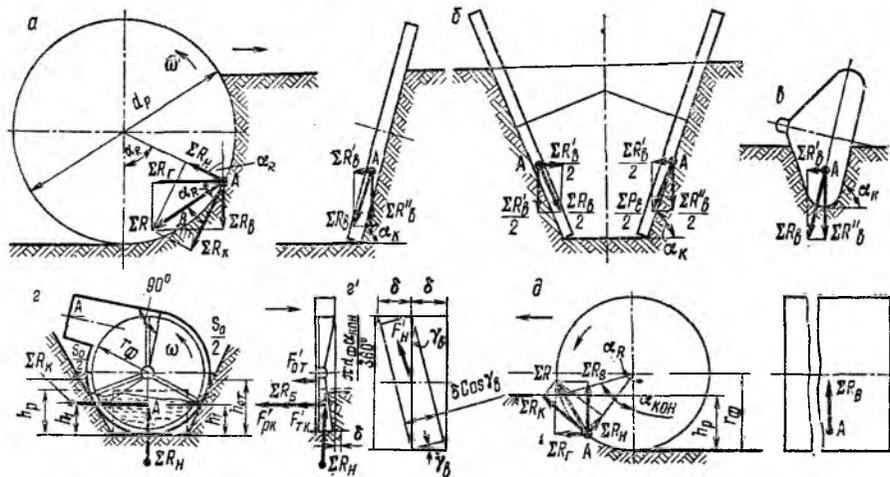


Рис. 152. Схемы к определению реакций грунта на ротационные рабочие органы: а — наклонная фреза (тип IV); б — двухфрезерный (двухроторный) — тип II и III; в — копирующая фреза (тип I); г — фреза с осью вращения параллельной оси канала; д — развертка стружки (тип V); е — фреза с горизонтальной осью и обратным вращением (тип VII).

Направление вращения — прямое.

Для фрезы типа IX, разрыхляющей грунт, измельчающей кустарник и пни:

$$N_K = N_K^I + N_K^{II},$$

где N_K^I и N_K^{II} — соответственно мощность на резание древесины и торфа, кВт:

$$N_K = P_T [k_{др} e_{др} + (1 - k_{пн} - k_{др}) e_T] 3,6^{-1} \cdot 10^{-6} \text{ или } N_K = P_T e_M 3,6^{-1} \cdot 10^{-6}, \quad (168)$$

где P_T — в м³/ч; $k_{др}$ — коэффициент закустаренности, $k_{др} = 0,024-0,05$; $0,045-0,089$; $0,084-0,167$ соответственно для крупного кустарника и мелкокося, среднего кустарника и мелкого кустарника; $k_{пн}$ — пнистость торфяной залежи, $k_{пн} = 0,03-0,08$ (меньшие значения для низинного торфа); e_T и $e_{др}$ — соответственно удельный расход энергии на резание торфа и древесины (Дж/м³). Для чашечных ножей $e_T = 54 \cdot 10^4 - 135 \cdot 10^4$; $e_{др} = 73 \cdot 10^5 - 242 \cdot 10^5$. В указанных пределах $e_{др} = a'/a''_{ср}$, где для ольхи, березы и ивы соответственно $a' = 73,28$; $103,5$; 166 ; $a'' = 0,887$; $0,893$; $0,915$; $a_{ср}$ — средний размер измельченной древесины, мм; e_M — средний расход энергии на фрезерование массы (Дж/м³). По опытным данным при $v_p = 260-1000$ м/ч e_M при фрезеровании дисковыми ножами на 40—70%, а плоскими — на 70—73% меньше, чем чашечными в сравнимых условиях. В указанных пределах e_T , $e_{др}$ и e_M можно считать обратно пропорциональными v_p . N_p вычисляют по формуле (9), где $v = v_{окр}$, а $\rho = (1 - k_{пн} - k_{др})\rho_T + (k_{пн} + k_{др})\rho_{др}$; ρ_T — плотность торфа (табл. 32); $\rho_{др}$ — плотность древесины; $\rho_{др} = 612-815$ кг/м³.

Мощность на подъем N_n и трение массы о направляющие и охватывающие поверхности и дно борозды под действием тяжести $N'_{тр}$ составляет 1—2%, поэтому $N'_{тр} \approx 0$ и $N_n \approx 0$.

Мощность на трение массы под действием центробежной силы $N_{тр} = x' N_K$, где для чашечных ножей $x' = 0,07-0,08$; $0,14-0,15$; $0,20-0,22$ соответственно для $v_{окр} = 8-10$; $12-15$; $18-20$ м/с.

§ 3. Особенности тягового и статического расчетов машин с ротационными рабочими органами

Тяговый расчет. Максимальное тяговое сопротивление вычисляют по формуле (59), а F'_r и $F'_{оп}$ — по формуле (60). Входящие в эти формулы суммарные вертикальные составляющие реакции грунта на ходовое оборудование R_1 и дополнительную опору R_2 в зависимости от типа базовой машины, типа рабочего органа, направления вращения и наличия или отсутствия дополнительной опоры определяют для машин с рабочими органами типа I, IV, V, VI по формулам (55) и (56); типа II — по формуле (53); типа III — по формулам (44), (48); типа VII навесного — по формуле (53) при $R_{ов} = 0$ и $R_{ор} = 0$; для типа IX навесного при опоре на отбойную плиту (рис. 149) — по формулам (44) и (48), где R_2 и F'_2 — реакции грунта на отбойную плиту; в указанных формулах — все знаки для прямого вращения; для прицепных машин с рабочим органом типа VIII (рис. 153, б, в) из уравнений $\Sigma Z = 0$, $\Sigma X = 0$, $\Sigma M_A = 0$ получим, кН:

$$\begin{aligned} R_1^{II} &= \Sigma R_B + G_M - R_2^{II} + R_{фв}; & F_{тр} &= (R_1^{II} + R_2^{II}) f_M + \Sigma R_r + R_{фв}; \\ R_2^{II} &= [G_M x_M + \Sigma R_B x_B - \Sigma R_r (z_r + z_{тр}) + R_{фв} x_{фв} + \\ &+ R_{фг} (h_{фг} - z_{тр})] (x_R + f_M z_{тр})^{-1}. \end{aligned} \quad (169)$$

Тяговое сопротивление перемещению прицепной машины F'_n определяют по формулам (59) и (60); при наклонном дышле (угол α_T) вертикальная составляющая $F_{ТВ} = F_{Тг} \operatorname{tg} \alpha_T$; при боковой отгрузке сопротивления от формирования вала $R_{фг} = 0$ и $R_{фв} = 0$.

Для прицепной машины с рабочим органом типа IX (рис. 153, а) R_1^{II} , R_2^{II} и $F_{тр}$ находят по формуле (169) при $R_{фв} = 0$, $R_{фг} = 0$. Для прицеп-

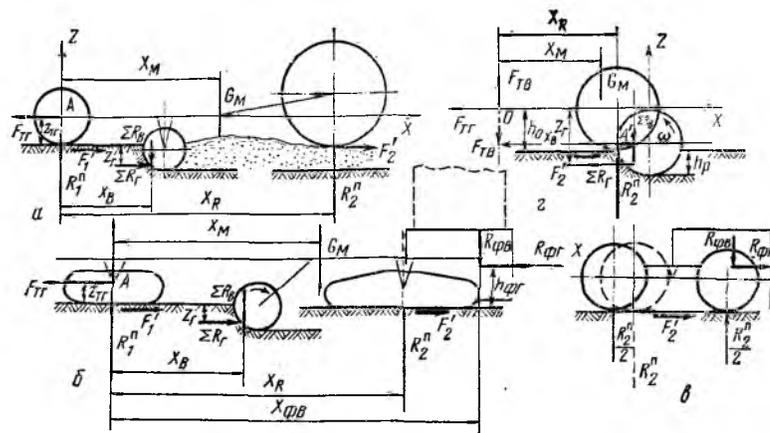


Рис. 153. Схемы к определению сил, тяговому и статическому расчетам прицепных машин с ротационными рабочими органами:

а — для глубокого сплошного фрезерования с рабочим органом типа IX; б — для сплошного фрезерования растительности с рабочим органом типа VIII; в — то же с задней колесной балансирной тележкой; г — для обработки без оборота пласта с рабочим органом типа VII.

ной машины с рабочим органом типа VII (рис. 153, г) из уравнений $\Sigma Z=0$; $\Sigma X=0$ и $\Sigma M_0=0$, получим, кН:

$$\begin{aligned} F_{\text{тг}} &= R_2^n f_m - \Sigma R_{\text{г}}; & F_{\text{тв}} &= G_m - R_2^n - \Sigma R_{\text{в}}; \\ R_2^n &= (G_m x_m - \Sigma R_{\text{в}} x_{\text{в}} + \Sigma R_{\text{г}} z_{\text{г}}) (x_{\text{R}} + f_m h_0)^{-1}. \end{aligned} \quad (170)$$

В формулах (169), (170) $F_{\text{тг}}$ — горизонтальная составляющая тягового усилия; $F_{\text{тв}}$ — вертикальная составляющая того же усилия, кН; $R_{\text{г}}$ и $R_{\text{в}}$ — горизонтальная и вертикальная составляющие сопротивления от формирования валика растительности; G_m — сила тяжести машины, кН; f_m — коэффициент сопротивления движению (табл. 32). При изменении направления $\Sigma R_{\text{г}}$ и $\Sigma R_{\text{в}}$ знаки меняются на обратные. R_1 и $x_{\text{д}}$ для базовой машины определяют согласно главе 17 § 4.

Составляющие реакции ΣR грунта, действующие на рабочие органы: касательную $\Sigma R_{\text{к}}$ находят по формуле (32), где $r=r_{\text{р}}$ или $r=r_{\text{ф}}$, $d=d_{\text{ф}}$; $v=v_{\text{окр}}$; нормальную составляющую $\Sigma R_{\text{н}}$ определяют по формуле (33), где $\varepsilon_{\text{с}} = \text{tg } \beta' = 0,4-0,8$. Точка приложения равнодействующей А для типов I, II, III, IV (рис. 152, а, б, в) определяется углом α_{R} , который лежит в пределах от $\alpha_{\text{R}}=0,5\alpha_{\text{кон}}$ до точки на глубине $H_{\text{к}}/3$ от поверхности грунта:

$$\alpha_{\text{R}} = \frac{\alpha_{\text{кон}}}{2} \div \arccos \left(1 - \frac{2H_{\text{к}}}{3r_{\text{п}} \sin \alpha_{\text{к}}} \right). \quad (171)$$

Вертикальная $\Sigma R_{\text{в}}$ и горизонтальная $\Sigma R_{\text{г}}$ составляющие ΣR (рис. 152, а) в плоскости фрезы соответственно при прямом вращении и направлении $\Sigma R_{\text{н}}$ по рисунку 152, кН:

$$\Sigma R_{\text{в}} = \Sigma R_{\text{к}} \sin \alpha_{\text{R}} - \Sigma R_{\text{н}} \cos \alpha_{\text{R}}; \quad \Sigma R_{\text{г}} = \Sigma R_{\text{к}} \cos \alpha_{\text{R}} + \Sigma R_{\text{н}} \sin \alpha_{\text{R}}. \quad (172)$$

При обратном вращении и противоположном направлении $\Sigma R_{\text{н}}$ знаки перед $\Sigma R_{\text{к}}$ и $\Sigma R_{\text{н}}$ меняются на обратные.

Учитывая наклон фрезы на угол $\alpha_{\text{к}}$ (рис. 152, а, б, в), реакция $\Sigma R_{\text{в}}$ делится на составляющие, кН:

$$\Sigma R'_{\text{в}} = \Sigma R_{\text{в}} \cos \alpha_{\text{к}}; \quad \Sigma R'_{\text{г}} = \Sigma R_{\text{в}} \sin \alpha_{\text{к}}. \quad (173)$$

При определении R_1 и R_2 в формулах (44) — (56) $\Sigma R_{\text{в}} = \Sigma R'_{\text{в}}$.

Для рабочих органов типов VII, VIII, IX $\Sigma R_{\text{в}}$ и $\Sigma R_{\text{г}}$ определяют по формуле (172) при α_{R} [см. формулу (171)]. Для типа VII при $h_{\text{р}} \leq 0,13-0,16$ м (обратное вращение) $\Sigma R_{\text{в}}$ направлена вниз (знак перед $\Sigma R_{\text{в}}$ меняется на обратный); при больших глубинах $\Sigma R_{\text{в}}$ направлена вверх (рис. 152, д).

Для типа V точка А приложения равнодействующей ΣR (рис. 152, е) располагается на высоте $h_1 = (0,5-0,65)h_{\text{р}}$, где $h_{\text{р}} = S_{\text{н}} b_{\text{д}}^{-1}$; $\Sigma R_{\text{н}}$ и $\Sigma R_{\text{г}}$ — по формулам (32) и (33). При указанных выше условиях $\Sigma R_{\text{н}}$ может быть направлена вверх или вниз и на каждом обороте два или три раза меняет знак.

Составляющая вдоль оси, кН (рис. 152, е'):

$$\Sigma R_{\text{с}} = z_{\text{н}}' F_{\text{н}}' \sin \gamma_{\text{н}} = 10^3 z_{\text{н}}' k_1 h_{\text{р}} \delta \cos \gamma_{\text{в}} \sin \gamma_{\text{н}}, \quad (174)$$

где $z_{\text{н}}'$ — число ножей-лопаток, одновременно находящихся в грунте; $F_{\text{н}}'$ — сопротивление перемещению при копании грунта одним ножом, кН; k_1 — удельное сопротивление копанию (табл. 32); $h_{\text{р}}$ — глубина обработки, м; δ — толщина стружки, м [см. формулу (138)]; $\gamma_{\text{в}}$ — угол подачи ножа-лопатки в грунт (угол подъема винтовой траектории) град; $\gamma_{\text{н}} = \arctg [\delta 360^\circ (\pi d_{\text{ф}} \alpha_{\text{кон}})^{-1}]$, где угол контакта $\alpha_{\text{кон}}$ определяют по формуле (140).

Составляющие суммарного сопротивления R_0 при наличии пассивного косоного отвала (рис. 123, е) определяют по формулам (36), (38), (39); для трапецидального отвала $R_{\text{ог}}$ — по формуле (37); $R_{\text{ов}}$ — по формуле (38), где $\varphi_0 = 60-70^\circ$.

Сопротивление перемещению рабочего оборудования, кН:

для рабочих органов типов I, IV

$$F'_{\text{ро}} = \Sigma R_{\text{г}},$$

для типов II, III

$$F'_{\text{ро}} = \Sigma R_{\text{г}} + R_{\text{ог}}, \quad (175)$$

для типов V и VI (рис. 152, е, е')

$$\begin{aligned} F'_{\text{ро}} &= \Sigma R_{\text{с}} + F'_{\text{тк}} + F'_{\text{рк}} + F'_{\text{от}} = \Sigma R_{\text{с}} + (\Sigma R_{\text{н}} + G'_{\text{но}}) f + \\ &+ 10^3 l_{\text{дк}} \delta_{\text{кож}} k_{\text{кож}} + 10^3 S_0 k'_0; \end{aligned} \quad (176)$$

для типа VII (рис. 153, г) при обратном вращении

$$F'_{\text{ро}} = -\Sigma R_{\text{г}}; \quad (177)$$

для типа VIII (рис. 153, б, в)

$$F'_{\text{ро}} = \Sigma R_{\text{г}} + R_{\text{фг}}; \quad (178)$$

для типа IX (рис. 153, а)

$$F'_{\text{ро}} = \Sigma R_{\text{г}}, \quad (179)$$

где $\Sigma R_{\text{с}}$, $\Sigma R_{\text{в}}$ (кН) вычисляют по формулам (174) и (33); $F'_{\text{тк}}$, $F'_{\text{рк}}$, $F'_{\text{от}}$ — соответственно сопротивления от трения кожуха о грунт, от резания грунта передним краем кожуха, от копания грунта пассивными открывками, кН; $G'_{\text{но}}$ — часть веса $G_{\text{н.о}}$ навесного оборудования, приходящаяся на кожух, $G'_{\text{но}} = (0,5-0,6)G_{\text{н.о}}$; f — коэффициент трения кожуха о грунт (табл. 32); $l_{\text{дк}}$ — длина погруженной части кожуха, м; $\delta_{\text{кож}}$ — толщина кожуха, $\delta_{\text{кож}} = 0,005-0,007$ м; $k_{\text{кож}}$ — удельное сопротивление резания кожухом, $k_{\text{кож}} = 0,05-0,06$ МПа; S_0 — площадь стружки, срезаемой пассивными открывками; k'_0 — удельное сопротивление $k'_0 = 0,06-0,18$ МПа.

Статический расчет проводится по методике, приведенной в главе 10 § 7.

Глава 14. ОСНОВЫ РАСЧЕТА МАШИН С МНОГОКОВШОВЫМИ И СКРЕБКОВЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

§ 1. Типы рабочих органов, кинематика и выбор основных параметров

Типы рабочих органов. Многоковшовые и скребковые рабочие органы бывают продольного и поперечного копания, цепные и роторные. Их применяют: в дренажных трубоукладочных машинах — рабочие органы продольного копания (гл. 6, § 2), цепные многоковшовые (тип I, рис. 154, а), роторные многоковшовые (тип II, рис. 154, б), цепные скребковые и баровые (тип III, рис. 154, в), диско-фрезерные (роторно-скребковые, тип IV, рис. 154, г); в каналоочистителях (гл. 5, § 2), откоспланировщиках, профилировщиках (гл. 4, § 2) — цепные многоковшовые рабочие органы поперечного копания (тип V — полнопрофильный, рис. 154, д), неполнопрофильный (рис. 154, е); в каналоочистителях (гл. 5, § 3) — цепные скребковые рабочие органы поперечного копания (тип VI — полнопрофильный, рис. 154, ж, неполнопрофильный, рис. 154, з).

Копающие элементы рабочих органов машин этих типов могут быть выполнены в виде ковшей (рис. 155, а, б, в), скребков (рис. 155, г, д, е, з, и, к, л) и ножей (рис. 155, ж, м, н).

Многоковшовые рабочие органы продольного копания могут осуществлять свободную или принудительную выгрузку через заднюю открытую кромку ковша (цепные, рис. 155, а) или переднюю открытую грань (роторные, рис. 155, в). При установке очистителей (см. рис. 58) боковую стенку выполняют по радиусу r с центром на оси турасного вала O_r (рис. 155, а). Ковши роторные рабочих органов при работе на липких грунтах вместо пруткового днища (рис. 155, в) имеют цепное днище.

Скребок цепные рабочие органы дренажных трубоукладочных машин могут работать по совмещенной (рис. 155, г, д, е) и разделенной (рис. 155, к, л) схемам резания. При совмещенной схеме резания скреб-

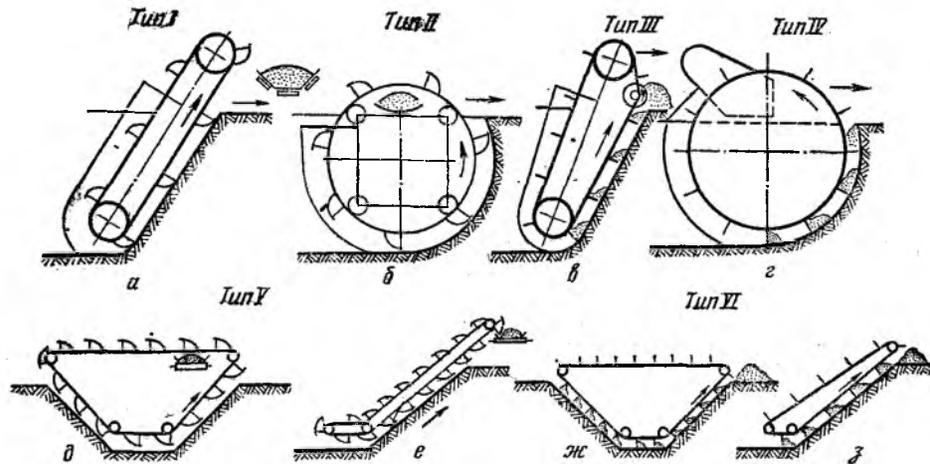


Рис. 154. Основные типы многоковшовых и скребковых рабочих органов мелиоративных машин:
 а — цепной многоковшовый продольного копания; б — то же, роторный многоковшовый; в — то же, цепной скребковый и баровый; г — то же, роторный скребковый (дискофрезерный); д — цепной многоковшовый поперечного копания полнопрофильный; е — то же, неполнопрофильный; ж — цепной скребковый поперечного копания полнопрофильный; з — то же, неполнопрофильный.

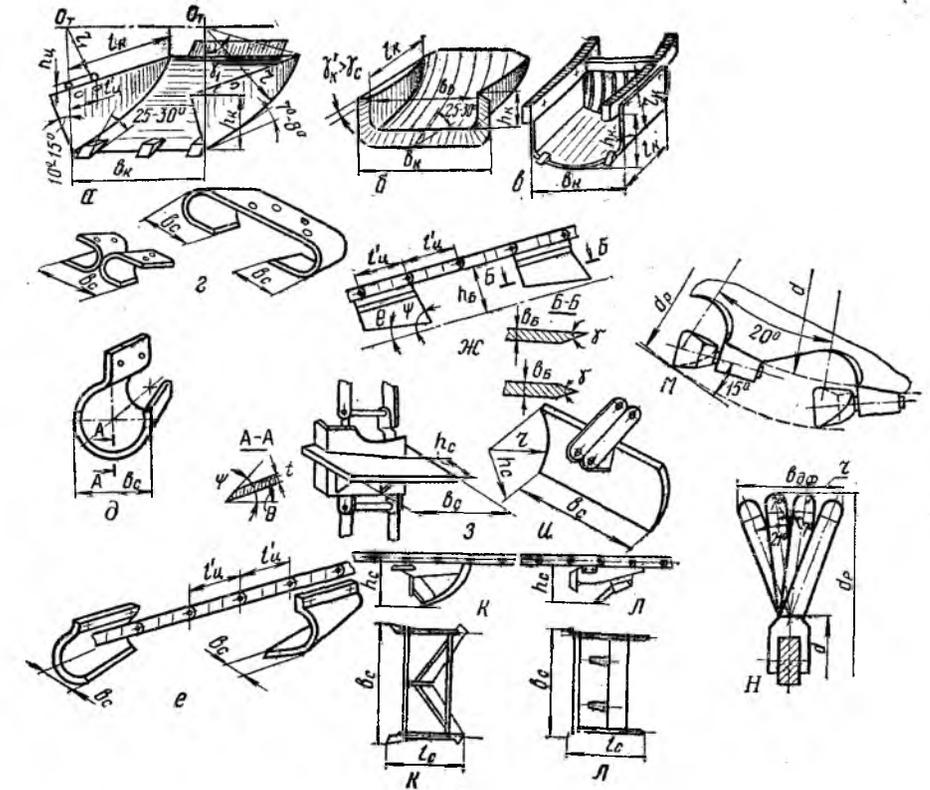


Рис. 155. Типы копающих элементов рабочих органов продольного и поперечного копания:

а — ковши цепного многоковшового рабочего органа продольного копания с зубьями и свободной разгрузкой через заднюю кромку; б — ковш цепного многоковшового рабочего органа поперечного копания с гладкой режущей кромкой; в — ковш роторного многоковшового рабочего органа продольного копания с прутковым или цепным днищем; г, д, е — скребки цепного скребкового рабочего органа продольного копания, работающего по совмещенной схеме; ж — ножи баровых цепных рабочих органов; з, и — скребки цепных скребковых рабочих органов поперечного копания; к, л — скребки цепных рабочих органов продольного копания, работающих по разделенной схеме; м, н — ножи дискофрезерных (роторных скребковых) рабочих органов.

ки одновременно разрабатывают и транспортируют грунт к месту выгрузки. Эту схему применяют при разработке однородных грунтов повышенной влажности и липкости. При разделенной схеме резания на цепи попеременно устанавливают режущие и транспортные скребки, каждый из которых выполняет только одну, свойственную данному скребку функцию.

Скребки могут резать грунт в одну (рис. 155, д), две (рис. 155, е), три (рис. 155, г) и более линий резания. В дренажных траншекопателях с баровым рабочим органом применяют вертикальные ножи (рис. 155, ж), устанавливаемые в 7—9 линий резания.

В дренажных траншекопателях с дискофрезерным (роторно-скребковым) рабочим органом используют: скребки-ножи, устанавливаемые в две линии резания в шахматном порядке (рис. 155, м) — каждый из ножей разрабатывает половину ширины отрываемой траншеи; ножи, устанавливаемые в несколько линий резания в ступенчато-шахматном порядке (рис. 155, н); такие рабочие органы применяют преимущественно в прочных и мерзлых грунтах.

Кинематика, скорость резания и размеры срезаемой стружки. Ковши рабочего органа типа I (рис. 156, а) и скребки рабочего органа типа III (рис. 156, в) одновременно участвуют в двух движениях: в отно-

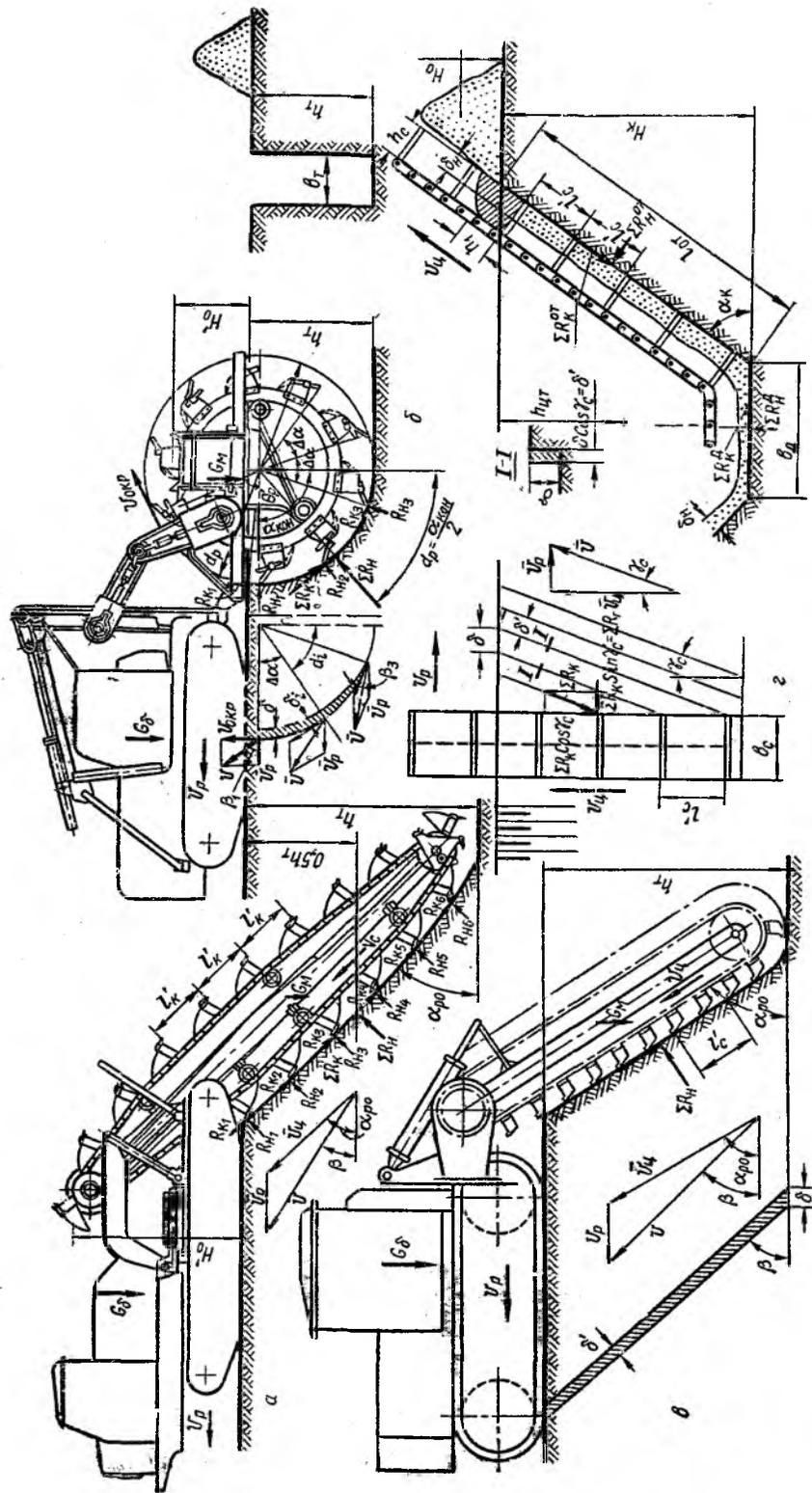


Рис. 156. Схемы к расчету землеройных многоковшовых и скребок рабочих органов:

а — цепного многоковшового рабочего органа продольного копания (тип I); б — роторного многоковшового рабочего органа продольного копания (тип II); в — цепного скребок рабочего органа продольного копания (тип III); г — к определению траектории движения ковша (скребок) рабочих органов поперечного копания (типы V, VI).

сительном со скоростью $v_{\text{ц}}$ и переносом со скоростью $v_{\text{р}}$. Абсолютная скорость движения ковша (скребка):

$$v = \sqrt{v_{\text{ц}}^2 + v_{\text{р}}^2 + 2v_{\text{ц}}v_{\text{р}}\cos\alpha_{\text{р0}}}, \quad (180)$$

где $\alpha_{\text{р0}}$ — угол наклона рабочей цепи к горизонту.

Вектор абсолютной скорости v наклонен к горизонту под углом β :

$$\text{tg}\beta = v_{\text{ц}} \sin\alpha_{\text{р0}} (v_{\text{ц}} \cos\alpha_{\text{р0}} + v_{\text{р}})^{-1}. \quad (181)$$

Толщина стружки δ' по нормали к абсолютной траектории, срезаемая одним ковшом (скребок), и подача на один ковш (скребок) δ в направлении движения машины:

$$\delta' = v_{\text{р}} v_{\text{ц}}^{-1} \sin\beta l'_{\text{к(с)}}; \quad \delta = \delta' \sin^{-1}\beta, \quad (182)$$

где $l'_{\text{к(с)}}$ — шаг ковша или скребка.

Объем грунта, срезанный одним ковшом (скребок):

$$V_1 = \delta h_{\text{т}} b_1 = \delta' h_{\text{т}} \sin^{-1}\beta b_1 = v_{\text{р}} v_{\text{ц}}^{-1} h_{\text{т}} b_1 l'_{\text{к(с)}}, \quad (183)$$

где b_1 — ширина стружки, снимаемая одним ковшом (скребок), для ковшевого рабочего органа $b_1 = b_{\text{т}}$, для скребкового рабочего органа $b_1 = b_{\text{с}}$; $h_{\text{т}}$ — глубина траншеи.

Этот объем должен разместиться в ковше

$$V_{\text{н}} k_{\text{н}} \geq V_1 k_{\text{р}} \quad (184)$$

или перед скребок в виде призмы волочения:

$$h_{\text{с}} b_{\text{с}} h_1 = k_{\text{зап}} V_1 k_{\text{р}}, \quad (185)$$

где $k_{\text{р}}$ и $k_{\text{н}}$ — соответственно коэффициенты разрыхления грунта и наполнения емкости, $k_{\text{р}}$ определяют по таблице 32, $k_{\text{н}} = 1,25; 1,15; 1,05; 0,9; 0,7-0,9$ соответственно для грунтов 1, 2, 3, 4-й групп и мерзлых грунтов при жестко направленной цепи ($\alpha_{\text{р0}} > 40^\circ$) и отсутствии налипания, $k_{\text{н}}$ уменьшается для налипающих грунтов на 10—25%, для свободно провисающей цепи на 5—15% и $k_{\text{н}}$ увеличивается в 1,5—2 раза при $\alpha_{\text{р0}} \leq 40^\circ$; $k_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса для предупреждения рассыпания грунта, $k_{\text{зап}} = 1,1-1,5$; h_1 — средняя высота заполнения межскребкового пространства при выходе скребка из забоя (рис. 156, г), $h_1 = (0,3-0,5)l'_{\text{с}}$, но $h_1 < h_{\text{с}}$; $h_{\text{с}}$ — высота скребка; $b_{\text{с}}$ — ширина скребка.

Кинематика роторных ковшевых (тип II, рис. 154, б, 156, б) и дискофрезерных (тип IV, рис. 154, г) рабочих органов рассмотрена в главе 13 § 1.

Толщину стружки δ вычисляют по формуле (138); объем стружки $V_1 = V_{\text{н(к)}}$ — по формуле (139); угол контакта — $\alpha_{\text{кон}}$ по формуле (140), где $h_{\text{р}} = h_{\text{т}}$.

Скорость резания (равная абсолютной скорости) — переменная величина (рис. 156, б):

$$v = \sqrt{v_{\text{р}}^2 + v_{\text{окр}}^2 + 2v_{\text{р}}v_{\text{окр}}\cos\alpha_i}, \quad (186)$$

где α_i — текущий угол поворота ковша (ножа) от точки входа в грунт; $v_{\text{р}}$, $v_{\text{окр}}$ — поступательная и окружная скорости ротора (фрезы), при $\alpha_i = 0$ $v = v_{\text{р}} + v_{\text{окр}}$, при $\alpha_i = 0,5\pi$ $v = \sqrt{v_{\text{р}}^2 + v_{\text{окр}}^2}$.

У рабочих органов поперечного копания (типы V, VI, рис. 154, д, е, ж, з), ковши (скребки) также одновременно участвуют в двух движениях (рис. 156, г): в относительном со скоростью $v_{\text{ц}}$ и переносом со скоростью $v_{\text{р}}$. Абсолютная скорость:

$$v = \sqrt{v_{\text{ц}}^2 + v_{\text{р}}^2}.$$

Вектор абсолютной скорости наклонен к плоскости, перпендикулярной направлению движения под углом $\gamma_{\text{с}}$:

$$\text{tg}\gamma_{\text{с}} = v_{\text{р}} v_{\text{ц}}^{-1}. \quad (187)$$

Обычно $\gamma_c \leq 4-6^\circ$. Абсолютные траектории движения ковшей (скребок) на откосе — ряд параллельных линий, наклоненных под этим углом.

Ширина стружки, снимаемая одним ковшом (скребок), равна по-даче на один ковш (скребок):

$$\delta = l'_{к(с)} \operatorname{tg} \gamma_c \quad (188)$$

Ширина стружки в плоскости, перпендикулярной траектории абсолютного движения ковшей (скребок):

$$\delta' = \delta \cos \gamma_c = l'_{к(с)} \sin \gamma_c \quad (189)$$

Объем грунта, срезаемый одним ковшом (скребок):

$$V_1 = \delta_n \delta' (b_d + i_o l_{от}), \quad (190)$$

где b_d , $l_{от}$ — ширина дна и длина откоса канала; i_o — число одновременно обрабатываемых откосов, $i_o=1$ или 2 ; δ_n — толщина наносов.

Указанный объем во избежание просыпания грунта должен размещаться в объеме ковша V_k или перед скребок площадью $b_c h_c$ [см. формулы (184), (185)].

Выбор основных параметров. К основным параметрам рабочего органа относятся.

Размеры рабочего органа зависят от размеров траншеи h_T , b_T или глубины канала H_k , угла наклона рабочего органа к горизонту в рабочем положении α_{po} или α_k и высоты разгрузки H'_o (рис. 156) и определяются конструктивно в зависимости от пределов изменения этих параметров при $\alpha_{po}=15-55^\circ$ (обычно $48-55^\circ$). Для типов II, IV диаметр ротора по режущим кромкам ковшей $d_p=(1,75-1,85)h_{T,макс}$. Общее число ковшей (скребок) в одном ряду для цепных рабочих органов и диаметр ведущих звездочек, м:

$$z'_{к(с)} = l'_c (l'_{к(с)})^{-1}; \quad d_{зв} = l'_c \sin^{-1} (180^\circ z'_{зв}{}^{-1}),$$

где l'_c, l'_c — длина и шаг цепи, м; $l'_c=0,08-0,25$ м (ГОСТ 586-71); $z'_{зв}$ — число зубьев; $l'_{к(с)}$ — шаг ковшей (скребок), м, $l'_k=0,7-1,2$ м (тип I, II), $l'_c=0,3-0,6$ м (тип III, IV), $l'_c=0,2-0,4$ м (тип V); для роторных рабочих органов шаг скребок $z'_{к(с)}=\pi d_p (l'_{к(с)})^{-1}$, общее число ковшей (скребок) $z_{к(с)}=z'_{к(с)} i_{к(с)}$, где $i_{к(с)}$ — число рядов.

Геометрические размеры ковшей и скребок; для ковшей цепных многоковшовых рабочих органов продольного копания (тип I) рекомендуются следующие размеры, м (рис. 155, а):

$$b_k = b_T - (0,06 - 0,1); \quad h_k/r_1 = 1,1 - 1,2 \text{ (при } \alpha_{po} = 45 - 50^\circ);$$

$$l_k = \sqrt{r^2 - (r_1 + 0,5h_c)^2} \text{ или } l_k = (2,5 - 2,6) l'_c; \quad r = (1,8 - 1,9) h_k,$$

где b_k — ширина ковша, м; b_T — ширина траншеи, м; h_k — высота ковша, м; l_k — длина ковша, м; r_1 — радиус окружности, вписанной в многоугольник приводной звездочки, м; r — радиус кривизны днища ковша по отношению к центру турасного вала O_T ; h_c — высота звена цепи, м, $h_c=(0,2-0,4)l'_c$, м (l'_c — шаг цепи, м).

Геометрическая емкость ковша, м³:

$$V_k = \left[\frac{\pi r^2 v}{360^\circ} + \frac{l'_c h_k}{4} - \frac{l_k (2r_1 + h_n)}{4} \right] b_k, \quad (191)$$

где $v = \arccos \frac{r_1 + h_n 0,5}{r_1 + h_n 0,5 + h_k}$

Связь между емкостью ковша (м³) и шагом цепи (м) выражается уравнением регрессии

$$l'_c = (0,42 - 0,44) \sqrt[3]{V_k}.$$

Размеры ковша (м) роторного рабочего органа (тип II, рис. 155, в):

$$b_k = 0,9b_T; \quad h_k = (0,5 - 0,6) b_T; \quad l_k = (0,4 - 0,6) l'_c; \quad r_k = (1,8 - 2) h_k,$$

где l'_c — шаг ковша; r_k — радиус окружности ковша (рис. 155, в).

Геометрическая емкость ковша роторного рабочего органа, м³:

$$V_k \cong (0,8 - 0,9) h_k l_k b_k.$$

Размеры ковша (м) для рабочего органа поперечного копания (типа V, рис. 155, б):

$$l'_c = (2,5 - 2,6) l'_c; \quad b_k = (2 - 2,2) l'_c, \quad \text{но } b_k \geq \delta \text{ [см. формулу (188)];}$$

$$h_k = (1,4 - 1,5) l'_c; \quad l'_c = (0,56 - 0,74) \sqrt[3]{V_k}; \quad V_k = (0,35 - 0,67) l_k b_k h_k.$$

Если ширина ковша $b_k < \delta$ или ширина скребка $b_c < \delta$, то на откосе останутся несрезанные полосы грунта; необходимо, чтобы $\operatorname{tg} \gamma_c \leq b_{к(с)}/l'_{к(с)}$ [см. формулу (187)], в этом случае ковши (скребки) осуществляют сплошную обработку всей поверхности.

Для исключения трения задней стенки ковша о несрезанную поверхность забоя необходимо, чтобы угол отклонения режущей кромки от стенки ковша $\gamma'_k > \gamma_c$ [рис. 155, б и формула (187)]. Это же условие может быть записано в виде:

$$\operatorname{tg} \gamma_c \leq (b_k - b_b) 0,5 l_x^{-1},$$

где b_b — ширина задней части корпуса ковша; l_x — расстояние от передней кромки козырька ковша до точки пересечения поверхности забоя с задней стенкой ковша.

Параметры скребок рабочего органа (тип III, рис. 155, г, д, е) выбирают исходя из условий рационального резания грунта:

$$\delta' = b_c (10 - 15)^{-1},$$

где δ' — толщина стружки, срезаемой одним скребок (рис. 156, в), м; b_c — ширина скребка, $b_c=b_T$ (рис. 155, д), $b_c=0,5b_T$ (рис. 155, е). Для скребок, показанных на рисунке 155, г, b_c подбирают из условия равномерной загрузки их усилием копания (ширину траншеи разбивают на несколько линий резания).

Высота скребка обычно $h_c=0,1-0,15$ м, но $h_c > \delta'$. Число линий резания при ширине траншеи b_T до 0,2 м составляет для скребок (рис. 155, г, д, е) соответственно 3, 1, 2. При b_T более 0,2 м число линий резания увеличивают до 5-7.

Для скребок (рис. 155, к, л) рекомендуется: при $\alpha_{po}=45-55^\circ$ $h_c=0,2$ м ($h_c > \delta'$); $l_c=2h_c$; $b_c=4h_c$ с учетом размещения на ширине b_T .

Ширина резца барового рабочего органа (рис. 155, ж) назначается в зависимости от ширины щели и числа линий резания, м:

$$b_6 = b_{щ} (7 - 9)^{-1},$$

где $b_{щ}$ — ширина щели. Обычно $b_6=0,03-0,05$ м, высота резца $h_6=(3-5)b_6$, шаг цепи $l'_c=0,04-0,08$ м.

Однорядный рабочий орган обеспечивает нарезку щели шириной $b_{щ}=0,12-0,15$ м; двурядный бар $b_{щ}=0,28-0,3$ м.

Из условия прочности зуба угла резания назначают $\psi=30-45^\circ$; задний угол $\theta_{зад}=7-10^\circ$; угол заострения $\gamma=15-20^\circ$. Оптимальное соотношение толщины и ширины стружки: $\delta/b_6=2$ — для грунтов сезонного промерзания; $\delta/b_6=2,25$ — для вечномерзлых грунтов.

В машинах с рабочими органами VI типа высоту скребка (рис. 155, з, и) при предварительных расчетах принимают: $h_c=(1,1-1,35)\delta_n$ ширину скребка $b_c=(1,1-2,5)h_c$, но $b_c \geq \delta$ [см. формулу (188)]; шаг между скребками назначают кратным шагу цепи l'_c ; ориентировочно принимают $l'_c=0,2-0,4$ м. Размеры ковшей и скребок при окончательных расчетах должны удовлетворять формулам (184) и (185).

Производительность и скорость рабочего органа. Техническую производительность P_T ($\text{м}^3/\text{ч}$) любой мелиоративной машины, оборудованной многоковшовым или скребковым рабочим органом непрерывного действия, вычисляют по формулам (89), (90).

Для многоковшовых рабочих органов (тип I, II, V) техническая производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$P'_T = 10^3 \cdot 3,6 V_K z_p k_n k_p^{-1}, \quad (192)$$

где V_K — геометрическая емкость ковша, м^3 [см. формулу (191)]; z_p — число разгрузок ковшей в секунду, с^{-1} ; k_n — коэффициент наполнения [см. формулу (184)]; k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 32).

Число разгрузок ковшей определяется для цепного и роторного ковшевых рабочих органов соответственно, с^{-1} :

$$z_p = v_{\text{ц}}/l'_k; \quad z_p = n_p z_k 60^{-1},$$

где $v_{\text{ц}}$ — скорость движения ковшовой цепи, $\text{м}/\text{с}$; l'_k — шаг ковшей, м ; n_p — частота вращения ротора, мин^{-1} ; z_k — число ковшей на роторе.

Обычно $z_p = 1-1,5 \text{ с}^{-1}$ (тип I); $z_p = 2,5-2,8 \text{ с}^{-1}$ (тип II); $z_p = 0,5-1 \text{ с}^{-1}$ (тип V).

Повышение производительности связано с увеличением z_p , то есть скорости движения рабочих органов, которое лимитируется условием гравитационной разгрузки ковшей, абразивным износом и дополнительными динамическими нагрузками (особенно в цепном рабочем органе). Для ковшей со свободной разгрузкой через заднюю кромку (рис. 155, а, 156, а) из условия непересыпания грунта из разгружающегося ковша в идущий сзади ковш:

$$v_{\text{ц}} = l_x \sqrt{g(2h_y)^{-1}},$$

где l_x — расстояние по направлению движения ковша от передней кромки ковша до линии падения грунта, м ; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; h_y — высота падения грунта, м .

В современных конструкциях для цепных ковшевых рабочих органов продольного копания $v_{\text{ц}} = 0,7-1,4 \text{ м}/\text{с}$; для поперечного копания $v_{\text{ц}} = 0,5-1 \text{ м}/\text{с}$. Замена в многоковшовом рабочем органе стандартных ковшей на скребки (рис. 155, к, л) при одновременном увеличении скорости цепи до $2 \text{ м}/\text{с}$ повышает производительность машины в 5 раз.

Для ковшей роторных рабочих органов соответственно максимальная частота вращения n_p (мин^{-1}) и окружная скорость $v_{\text{окр}}$ ($\text{м}/\text{с}$):

$$n_p = (0,5-0,6) 42,4 \left(\sqrt{d_p \sin \theta'_p} \right)^{-1}; \quad v_{\text{окр}} = (0,35-0,42) \sqrt{g d_p},$$

где d_p — диаметр ротора, м , $d_p = (1,75-1,85) h_T$ (h_T — глубина траншеи, м); θ'_p — угол разгрузки, $\theta'_p = 35-45^\circ$ (рис. 156, б); g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

Гравитационная разгрузка и попадание грунта на транспортер обеспечиваются при окружной скорости ротора $v_{\text{окр}} = 1,6-2,7 \text{ м}/\text{с}$. При разгрузке грунта через переднюю кромку ковша шаг l'_k может быть в 1,5-2 раза меньше, чем для ковшей с разгрузкой через заднюю кромку.

Применение принудительной очистки позволяет существенно увеличить скорость движения ковшей, однако траектория полета частиц должна обеспечивать попадание их на отвальные транспортеры.

Для скребковых рабочих органов продольного копания (тип III), $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$P'_T = 3600 b_c h_c v_{\text{ц}} \epsilon_c \Delta k_p^{-1}, \quad (193)$$

где b_c , h_c — соответственно ширина и высота скребка, транспортирующего грунт, м ; $v_{\text{ц}}$ — скорость скребковой цепи, $\text{м}/\text{с}$, $v_{\text{ц}} = 1,5-2,5 \text{ м}/\text{с}$; ϵ_c — коэффициент, учитывающий

степень заполнения межскребкового пространства. $\epsilon_c = 1$ при $\alpha_{\text{ро}} \leq \varphi_{\text{г}}$; $\epsilon_c = 1 - l'_c (2k_c)^{-1} \text{tg}(\alpha_{\text{ро}} - \varphi_{\text{г}})$ при $\varphi_{\text{г}} \leq \alpha_{\text{ро}} \leq \lambda + \varphi_{\text{г}}$; $\epsilon_c \leq 0,5$ при $\alpha_{\text{ро}} > \lambda + \varphi_{\text{г}}$; l'_c — шаг между транспортными скребками, м ; $\alpha_{\text{ро}}$ — угол наклона скребковой цепи к горизонту, $\alpha_{\text{ро}} = 45-55^\circ$; $\varphi_{\text{г}}$ — угол естественного откоса грунта в движении, $\varphi_{\text{г}} = 30-45^\circ$; $\text{tg} \lambda$ — угол наклона диагонали, пересекающей межскребковое пространство к поверхности забоя, $\text{tg} \lambda = h_c/l'_c$; Δ — коэффициент, учитывающий потери грунта на растреску, $\Delta = 0,92$ при $v_{\text{ц}} = 1 \text{ м}/\text{с}$ и $\Delta = 0,75$ при $v_{\text{ц}} = 2 \text{ м}/\text{с}$.

Производительность ($\text{м}^3/\text{с}$) цепного барового рабочего органа (тип III):

$$P'_T = 3600 V_6 v_{\text{ц}} k_{\alpha} l'_c, \quad (194)$$

где V_6 — объем грунта, вынимаемый из щели, кулаком с режущим зубком, м^3 ; $V_6 = 1-2,5 \text{ м}^3$; l'_c — шаг кулачковой цепи, м ; $v_{\text{ц}}$ — скорость скребковой цепи, $\text{м}/\text{с}$; $v_{\text{ц}} = (1-2,5) \text{ м}/\text{с}$; k_{α} — коэффициент, характеризующий влияние на производительность угла установки бара к горизонту.

Для дискофрезерных (роторно-скребковых) рабочих органов (тип IV), $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$P'_T = 60 V_{\text{дф}} n_d k_n k_p^{-1} \cong 47,1 (d_p^2 - d^2) b_{\text{дф}} n_d k_n k_p^{-1}, \quad (195)$$

где $V_{\text{дф}}$ — объем кольца, заключенного между окружностью кромок зубьев и внутренним диаметром кольца, м^3 ; n_d — частота вращения диска, $\text{об}/\text{мин}$; d_p — наружный диаметр расчетного сечения кольца, м ; d — внутренний диаметр кольца, м , $d = (0,75-0,80) d_p$; $b_{\text{дф}}$ — расчетная ширина дискофрезерного рабочего органа, которую принимают равной ширине траншеи; k_n — коэффициент наполнения [см. формулу (184)]; k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 32).

Окружная скорость дискофрезерного рабочего органа $v_{\text{окр}} = 1,8-3,5 \text{ м}/\text{с}$.

Техническая производительность цепного скребкового рабочего органа поперечного копания (тип VI), $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$P'_T = 3600 b_c h_c v_{\text{ц}} k_n k_p^{-1}, \quad (196)$$

где b_c , h_c — ширина и высота скребка, м ; $v_{\text{ц}}$ — скорость скребковой цепи, $\text{м}/\text{с}$, $v_{\text{ц}} = 2,4-5 \text{ м}/\text{с}$ (меньшие значения при очистке деформированного сечения); k_n — коэффициент, учитывающий степень заполнения межскребкового пространства, $k_n = 0,2-0,6$ (большие значения при пологих откосах каналов $\text{ctg} \alpha_k > 1,5-2$).

Рабочую скорость передвижения рабочего органа определяют по формуле (89), где S — площадь сечения траншеи или разрабатываемого периметра, м^2 , $S = b_T h_T$ — для типов I-IV; $S = \delta_0 (b_d + i_0 l_{\text{от}})$ — для типов V, VI (b_T , h_T — ширина и глубина отрываемой траншеи, м ; δ_0 — толщина снимаемой за один проход стружки, м ; b_d , $l_{\text{от}}$ — ширина дна и длина откоса канала, м ; i_0 — число одновременно обрабатываемых откосов канала).

Так как глубина отрываемой траншеи h_T или толщина снимаемого слоя δ_0 и длина разрабатываемого периметра $b_d + i_0 l_{\text{от}}$ могут в процессе работы изменяться, то для получения постоянной производительности машины P_T [см. формулу (89)] и максимального использования мощности двигателя рабочая скорость v_p с изменением S должна также изменяться. Для цепных рабочих органов продольного копания (тип I и III) при изменении h_T скорость v_p может изменяться в пределах изменения S , соответствующих изменению угла наклона рабочего органа $\alpha_{\text{ро}}$ (рис. 156) от $15-20$ до $50-55^\circ$; для роторных рабочих органов (тип II и IV) h_T изменяется от $0,2 d_p$ до $(0,66-0,75) d_p$; для рабочих органов поперечного копания (тип V) толщина снимаемой стружки меняется в пределах от $\delta_0 = (0,6-0,7) \delta_n$ до $\delta_0 = \delta_n$; для типа VI от $\delta_0 = (0,2-0,5) \delta_n$ до $\delta_0 = \delta_n$ (δ_n — толщина наносов, м).

Потери производительности машины тем меньше, чем ближе фактическая рабочая скорость к расчетной v_p при всех значениях h_T и δ_0 , то есть при использовании многоскоростных коробок передач. Эти потери

будут минимальными при бесступенчатом регулировании поступательной скорости машины (гидравлический и гидромеханический привод ходового оборудования).

§ 2. Мощность привода рабочего органа, тяговый и статический расчеты

Мощность привода. У рабочего органа мощность привода определяют по формуле (1), а мощность двигателя — по формуле (2). При принудительной очистке ковшей дополнительно учитывают мощность на привод очистителя $N_{оч}$. Входящую в N' составляющую N_k вычисляют по формуле (6). Если $\delta > 3$ см; k определяют по таблице 30 и умножают на k' — коэффициент, учитывающий увеличение удельного сопротивления копанью вследствие заблокированного резания (продольное копанье) и затрудненных условий копания вследствие увеличения угла резания (поперечное копанье); для типов *I, III* $k'=2,5-3,5$ (грунты 1—4-й группы) и $k'=4,5-30$ (мерзлые грунты, принимая k для 4-й группы); для типов *II, IV* соответственно $k=1,6-2,1$ и $2,3-2,9$; для типов *V, VI* $k=1,9-2,5$. Пусть $\delta < 3$ см k — по формуле (8) с умножением на k' ; $v=v_{ц}$ или $v=v_{окр}$; коэффициенты полезного действия $\eta_p=0,6-0,7$ — для свободно провисающей ковшовой цепи; $\eta_p=0,5-0,55$ — для ковшовой цепи, перемещаемой по направляющим (учитывая дополнительное трение), $\eta_p=0,4-0,5$ — для скребковой цепи; $\eta_p=0,5-0,6$ — для барового рабочего органа; $\eta_p=0,7-0,8$ — для многоковшового роторного рабочего органа; $\eta_p=0,65-0,70$ — для дискофрезерного рабочего органа. При расчете по формуле (6) $\Sigma R'_k$ — величина суммарной касательной составляющей грунта копанью всеми ковшами (скребками, зубьями), одновременно находящимися в контакте с грунтом, кН; $v_{ц(окр)}$ — в м/с.

$$\Sigma \bar{R}'_k = \bar{R}'_{k_1} + \bar{R}'_{k_2} + \bar{R}'_{k_3} + \dots + \bar{R}'_{k_n},$$

где $\bar{R}'_{k_1}, \bar{R}'_{k_2}, \dots, \bar{R}'_{k_n}$ — касательные, составляющие сопротивления грунта копанью, действующие на отдельные ковши (скребки, зубья), кН; ΣS_i — суммарная площадь всех стружек одновременно разрабатываемых копающими элементами, находящимися в контакте с грунтом, м².

Суммарная площадь одновременно разрабатываемых стружек для типов *I* и *III* (при $b_c=b_r$, рис. 156, а, в):

$$\Sigma S_i = z''_{k(c)} S_i = h_r b_r \delta' (\sin \beta'_{k(c)})^{-1},$$

для типов *II* и *IV* (при $b_c=b_r$, рис. 156, б):

$$\Sigma S_i = b_r v_p (z''_{k(c)})^{-1} [\sin \alpha_{кон} + \sin (\alpha_{кон} - \Delta \alpha) + \sin (\alpha_{кон} - 2\Delta \alpha) + \dots + \sin (\alpha_{кон} - z''_{k(c)} \Delta \alpha)],$$

для типов *V* и *VI* (рис. 156, г):

$$\Sigma S_i = (b_d + i_o l_{от}) \delta_o \delta' (l'_{k(c)})^{-1},$$

где $z''_{k(c)}$ — число ковшей (скребков, ножей), одновременно находящихся в грунте; $\Delta \alpha$ — центральный угол между соседними ковшами (скребками, ножами); δ_o — толщина слоя, разрабатываемого за один проход; $l'_{k(c)}$ — шаг ковшей (скребков); S — площадь стружки, м²; h_r, b_r — глубина и ширина траншеи; $\alpha_{кон}$ — угол контакта; β — угол наклона абсолютной траектории, град; $b_d, l_{от}$ — ширина канала по дну и откоса.

Для рабочих органов типов *III* и *IV*, если их режущие элементы расположены в несколько линий резания, суммарную площадь разрабатываемых стружек определяют по сумме площадей стружек, разрабатываемых одновременно скребками (зубьями, ножами) по различным линиям резания.

Мощность на разгон грунта N_p вычисляют по формуле (9), на подъем — N_n — по формуле (10); для рабочих органов типов *I, II* $h_{под} = H_o + 0,5h_r$ (H_o — расстояние по вертикали от поверхности грунта до точки выгрузки, м); P_r — м³/ч; для рабочих органов типов *III, IV* — $h_{под} = H_{ок} + 0,5h$ ($H_{ок}$ — высота центра тяжести отсыпавшего кавальера от поверхности); для типа *V* — $h_{под} = H'_o + h_{ц.т}$ ($h_{ц.т}$ — вертикальная координата центра тяжести площади разрабатываемого сечения до поверхности грунта (рис. 156, г); для типа *VI* — $h_{под} = H_o + h_{ц.т}$.

Для ковшовых рабочих органов, транспортирующих грунт к месту выгрузки в емкости $N_{тр} \approx 0$, а для скребковых — возникает трение грунта о грунт при движении грунта по откосу и $N_{тр}$ определяют по формуле (11), где $l_{тр} = h_{под} \operatorname{ctg} \alpha_{ро}$; $\alpha_{ро}$ — угол наклона рабочего органа к горизонту, град; $f_i = f_r$ (табл. 32).

Мощность, расходуемая на работу очистных устройств, кВт:

$$N_{оч} = (l_k + 2h_k) k_2 v_{ц(окр)} 10^{-3} \eta_{оч}^{-1},$$

где l_k, h_k — длина и высота ковша, м; k_2 — удельный коэффициент липкости грунта, Н/м, $k_2 = (4-6)10^3$ Н/м для влажных и липких грунтов, $k_2 = (2-4)10^3$ Н/м — для грунтов средней липкости; $v_{ц(окр)}$ — в м/с; к. п. д. $\eta_{оч} = 0,6-0,7$. Для рабочего органа поперечного копания в формуле (1) $N_{ро}$ умножают на $k_{коп} = 1,1-1,2$ для учета трения в направляющих.

Остальные составляющие мощности в формуле (1) определяются по формулам (12) — (16) в зависимости от параметров базовой машины.

Реакции, действующие на рабочий орган. Параметры разрабатываемых стружек и углы резания в процессе копания не остаются постоянными (за счет изменения кинематического угла резания, поворота ковша (скребков) вокруг шарниров цепи, изменения толщины стружки). инженерных расчетах принимают приближенно касательную составляющую суммарной реакции грунта ΣR_k по формуле (32), нормальную — по формуле (33), где $\epsilon_o = \epsilon_n = 0,15-0,45$; $0,6-0,9$; $0,2-0,5$ соответственно для цепных многоковшовых, скребковых и роторных рабочих органов.

У рабочих органов поперечного копания ΣR_k направлена по абсолютной траектории, но ввиду малости γ_c можно принимать $\Sigma R_k \cos \gamma_c \approx \Sigma R_k$ (рис. 156, г); кроме того, возникает боковая составляющая, направленная параллельно оси канала обратно рабочей скорости (сопротивление отпора) $\Sigma R_б = \Sigma R_k \sin \gamma_c \approx \Sigma R_k \operatorname{tg} \gamma_c$. Ввиду малости γ_c реакция $\Sigma R_б$ незначительна, но может достигнуть максимального значения при остановке рабочего органа, когда вследствие продолжающегося движения машины боковые стенки ковшей (скребков) будут скалывать грунт. В этом случае $\Sigma R_{б, \max}$ (кН) вычисляют по формуле:

$$\Sigma R_{б, \max} = 10^3 S_{с(к)}^6 z''_{k(c)} k_{ск},$$

$k_{ск}$ — удельное сопротивление скалыванию, МПа, $k_{ск} = 0,025-0,25$ МПа соответственно для грунтов 1—3-й групп; $S_{с(к)}^6$ — площадь боковой поверхности скребка (зуба), погруженная в грунт, м²; $z''_{k(c)}$ — число ковшей (скребков), одновременно контактирующих с грунтом.

Эту максимальную реакцию следует принимать при тяговых расчетах.

Ввиду сложности точного определения в практических расчетах точного приложения равнодействующей для рабочих органов типов *I* и *III* принимают на траектории копания на глубине $0,5 h_r$ от дневной поверхности (рис. 156, а, в); для типов *II* и *IV* на радиусе, соответствующем $\epsilon = 0,5 \alpha_{кон}$ (рис. 156, б); для типов *V* и *VI* суммарные составляющие ΣR_k и ΣR_n определяют отдельно для ковшей (скребков), находящихся

на откосе ($\Sigma R_K^{от}$ и $\Sigma R_H^{от}$) и дне канала ($\Sigma R_K^д$ и $\Sigma R_H^д$), прикладывая их в средних точках откосов и обрабатываемой части дна (рис. 156, з):

$$\Sigma R_K = \Sigma R_K^д + i_o \Sigma R_K^{от}; \quad \Sigma R_K^д = \Sigma R_K b_d (b_d + i_o l_{от})^{-1};$$

$$\Sigma R_K^{от} = \Sigma R_K l_{от} (b_d + i_o l_{от})^{-1}; \quad \Sigma R_H^д = \epsilon_H \Sigma R_K^д; \quad \Sigma R_H^{от} = \epsilon_H \Sigma R_K^{от},$$

где $b_d, l_{от}$ — ширина обрабатываемой части дна и длина откоса, м; i_o — число одновременно обрабатываемых откосов.

Тяговый и статический расчеты проводят согласно гл. 10 § 6, 7.

Глава 15. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА МАШИН СО ШНЕКОВЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

§ 1. Дифференциальное уравнение движения материальной частицы в шнеке и производительность шнека

Величина и характер изменения угловой скорости частицы материала определяют производительность и энергетические показатели на транспортирование материала шнеком.

Рассмотрим движение частицы материала массой dm , расположенной в точке O наклонного цилиндрического шнека на расстоянии r от оси шнека (рис. 157, а, б) и движущуюся по траектории абсолютного движения AB ; оси τ, b, n — соответственно касательная, бинормаль и нормаль к траектории абсолютного движения. Ось n направлена к центру кривизны и совпадает с осью Y . Ось Z параллельна оси шнека, оси X и Y расположены по касательной и нормали в плоскости PP шнека, перпендикулярной его оси $ШШ$; $\Gamma\Gamma$ — горизонтальная плоскость.

На частицу действуют следующие силы: сила тяжести частицы $G_r = gdm$, которую можно разложить на три составляющие осевую $G_r' = G_r \sin \beta_{ш}$ (по оси Z), радиальную $G_r'' = G_r \cos \beta_{ш} \cos \epsilon$ (по оси Y), касательную $G_r''' = G_r \cos \beta_{ш} \sin \epsilon$ (по оси X); центробежная сила $F_{ц} = \omega^2 r dm$ (по оси Y), сила трения частицы о кожух $F_{к1}$ (по оси τ), сила трения о винтовую поверхность $F_{ш}$ (под углом наклона винтовой линии α_r к оси X); касательная сила инерции F_n^i , действующая по касательной к траектории абсолютного движения частицы (ось τ) и направленная противоположно вектору абсолютной скорости частицы \bar{V} (рис. 157, в); нормальная сила инерции F_n^n , направленная к центру кривизны траектории (по оси n); нормальная реакция соседнего слоя $F_{кII}$ (по оси n) и винтовой поверхности $F_{шI}$ (под углом α_r к оси Z). $\beta_{ш}$ — угол наклона шнека к горизонту; ϵ — текущий угол поворота частицы, отсчитываемый от проекции O_2 частицы на плоскость PP . Равнодействующая F_n нормальной реакции винтовой поверхности $F_{шI}$ и силы трения о винтовую поверхность $F_{ш} = f F_{шI}$ отклонена от нормали к винтовой поверхности на угол трения $\varphi = \text{arctg } f$ (табл. 32). Сила трения частицы о кожух вызвана совместным действием сил $F_{кI}$ и G_r'' и равна:

$$F_{кI} = f_r (F_{кI} + G_r'') = f_r (\omega^2 r + g \cos \beta_{ш} \cos \epsilon) dm,$$

где f_r, f — соответственно коэффициенты трения частицы о кожух и соседний слой материала и винтовую поверхность.

Абсолютная скорость частицы

$$v = \sqrt{v_i^2 + v_o^2} = r \sqrt{\omega_r^2 + (\omega - \omega_r)^2 \text{tg}^2 \alpha_r}, \quad (197)$$

где v_i — тангенциальная скорость частицы на радиусе r от оси шнека, $v_i = \omega r$; v_o — осевая скорость частицы на радиусе r от оси шнека, $v_o = (\omega - \omega_r) r \text{tg} \alpha_r$; ω — угловая скорость шнека; α_r — угол наклона винтовой линии шнека на радиусе r (рис. 157, б).

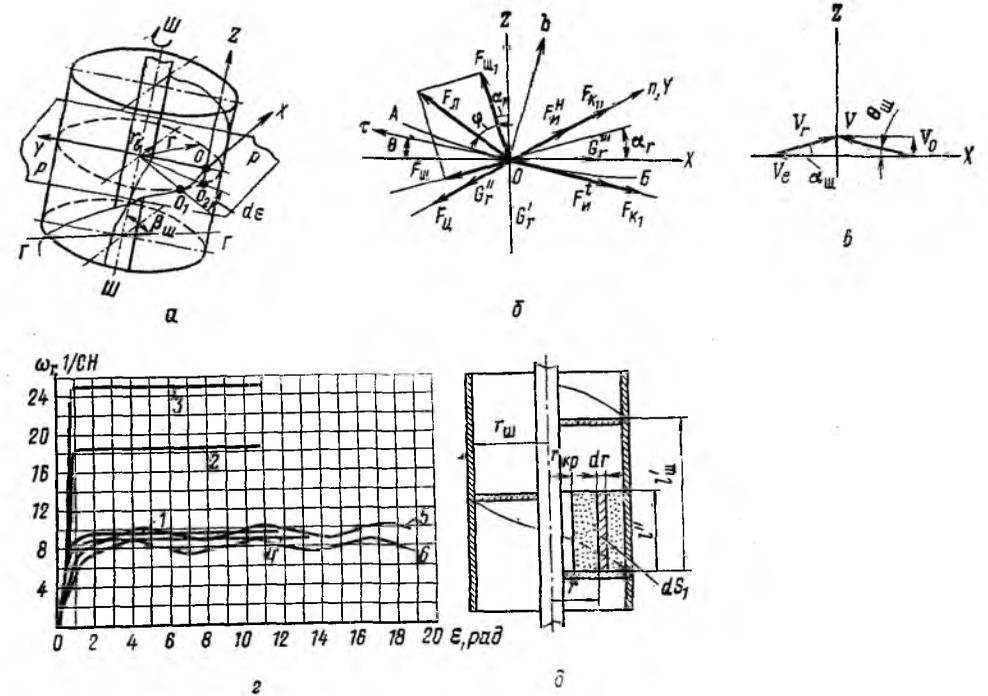


Рис. 157. К выводу дифференциального уравнения движения материальной частицы в шнеке и расчету производительности:

а, б — схемы шнека и сил, действующих на частицу грунта; $\beta_{ш}$ — угол наклона шнека к горизонту; ϵ — текущий угол поворота частицы, отсчитываемый от проекции O_2 частицы на плоскость PP ; в — план скоростей: v_r, v_e — соответственно относительная и переносная скорости частицы; v — абсолютная (скорость скольжения) скорость; v_o — осевая скорость; $\alpha_{ш}$ и $\theta_{ш}$ — углы подъема винтовой линии и абсолютной траектории на периферии шнека; ϵ — зависимость угловой скорости частицы от угла поворота: 1 — $\beta_{ш} = 90^\circ$, $r = 0,25$ м, $\alpha_r = 8^\circ$, $\omega = 25$ с $^{-1}$; 2 — $\beta_{ш} = 90^\circ$, $r = 0,1$ м; $\alpha_r = 19^\circ 20'$, $\omega = 25$ с $^{-1}$; 3 — $\beta_{ш} = 90^\circ$, $r = 0,065$ м, $\alpha_r = 28^\circ 30'$, $\omega = 25$ с $^{-1}$; 4 — $\beta_{ш} = 90^\circ$, $r = 0,25$ м, $\alpha_r = 8^\circ$, $\omega = 19,5$ с $^{-1}$; 5 — $\beta_{ш} = 75^\circ$, $r = 0,25$ м, $\alpha_r = 8^\circ$, $\omega = 25$ с $^{-1}$; 6 — $\beta_{ш} = 75^\circ$, $r = 0,25$ м, $\alpha_r = 8^\circ$, $\omega = 11,6$ с $^{-1}$; д — схема к расчету производительности.

Касательная сила инерции:

$$F_n^i = \frac{dv}{dt} dm = \frac{r [\omega_r - (\omega - \omega_r) \text{tg}^2 \alpha_r]}{\sqrt{\omega_r^2 + (\omega - \omega_r)^2 \text{tg}^2 \alpha_r}} \frac{d\omega_r}{dt} dm. \quad (198)$$

Нормальная сила инерции:

$$F_n^n = v^2 r_a^{-1} dm = r^2 [\omega_r^2 + (\omega - \omega_r)^2 \text{tg}^2 \alpha_r] [r (1 + \text{tg}^2 \theta)]^{-1}, \quad (199)$$

где r_a — радиус кривизны траектории в рассматриваемой точке, $r_a = r(1 + \text{tg}^2 \theta)$; θ — угол наклона винтовой линии траектории частицы к оси X (рис. 157, б).

$$\text{tg} \theta = \text{tg} \alpha_{ш} (\omega - \omega_r) \omega_r^{-1}, \quad (200)$$

где $\alpha_{ш}$ — угол наклона винтовой линии шнека на периферии.

Согласно принципу Даламбера, уравнение динамического равновесия материальной частицы в проекциях на оси натурального триедра траектории (τ, b, n), рис. 157, б:

$$\Sigma \tau = [F_n \sin(\alpha_r + \theta + \varphi) - G_r'' \cos \theta - F_{кI} - F_n^i - G_r' \sin \theta] \cos \epsilon - (F_{кI} + G_r'' - F_n^i - F_{кII}) \sin \epsilon = 0, \quad (201)$$

$$\Sigma b = \pm F_n \cos(\alpha_r + \theta + \varphi) + G_r'' \sin \theta - G_r' \cos \theta = 0, \quad (202)$$

$$\Sigma n = (F_{\text{н}} + G_r + F_{\text{н}}^{\text{н}} - F_{\text{к}\parallel}) \cos \varepsilon + [F_{\text{н}} \sin(\alpha_r + \theta + \varphi) - G_r \cos \theta - F_{\text{к}\perp} - F_{\text{н}}^{\text{т}} - G_r \sin \theta] \sin \varepsilon = 0. \quad (203)$$

Решая эти уравнения совместно, исключая из них силу $F_{\text{н}}$, после соответствующих преобразований исключения и времени посредством выражения элементарного угла поворота по дуге O_1, O_2 (рис. 157, а) частицы $d\varepsilon = (\omega - \omega_r) dt$, получим:

$$\frac{d\omega_r}{d\varepsilon} = \frac{\pm \frac{\sin(\alpha_r + \varphi) \omega_r + \cos(\alpha_r + \varphi) \operatorname{tg} \alpha_r (\omega - \omega_r)}{\cos(\alpha_r + \varphi) \omega_r - \sin(\alpha_r + \varphi) \operatorname{tg} \alpha_r (\omega - \omega_r)} [g \sin \beta_{\text{ш}} \omega_r - (\omega - \omega_r) r [\omega_r - (\omega - \omega_r) \operatorname{tg}^2 \alpha_r] - g \cos \beta_{\text{ш}} \sin \varepsilon \operatorname{tg} \alpha_r (\omega - \omega_r)] - f_r (\omega_r^2 r + g \cos \beta_{\text{ш}} \cos \varepsilon) \times}{(\omega - \omega_r) r [\omega_r - (\omega - \omega_r) \operatorname{tg}^2 \alpha_r]} \times \sqrt{\omega_r^2 + (\omega - \omega_r)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_r - g \sin \beta_{\text{ш}} \operatorname{tg} \alpha_r (\omega - \omega_r) - g \cos \beta_{\text{ш}} \sin \varepsilon \omega_r}. \quad (204)$$

На рисунке 157, г представлены зависимости ω_r от ε для шнеков с различными параметрами, полученные интегрированием уравнения (204) по методу Эйлера.

В наклонном шнеке имеет место периодически установившееся движение материальной частицы. Максимальное значение ω_r^{max} на участке периодически установившегося движения лежит в зоне, определяемой значениями угла $2k\pi > \varepsilon > (2k-1)\pi$, а значение ω_r^{min} в зоне $(2k+1)\pi > \varepsilon > 2k\pi$ (где k — любое число). В целях упрощения для наклонных шнеков можно принимать средние значения угловой скорости на участке периодически установившегося движения:

$$\omega_r^{\text{cp}} = \int_{\varepsilon=2k\pi}^{\varepsilon=(2k+1)\pi} \omega_r d\varepsilon \cong \frac{\omega_r^{2k\pi} + \omega_r^{(2k+1)\pi}}{2}. \quad (205)$$

Значения ω_r^{max} и ω_r^{min} можно найти методом последовательного приближения из уравнения (204), приравняв правую часть к нулю при $\varepsilon=2k\pi$ и $\varepsilon=(2k+1)\pi$. Однако для практических целей угловую скорость грунтовой частицы на периферии шнека можно принимать: для вертикальных шнеков $0,4\omega < \omega_{r\text{ш}} < 0,5\omega$, для крутонаклонных ($\beta_{\text{ш}} \geq 30^\circ$) $0,3\omega < \omega_{r\text{ш}} < 0,4\omega$, где $\omega_{r\text{ш}}$ — угловая скорость частицы на периферии шнека, с^{-1} .

Исследование уравнения (204) показало, что в определенной зоне, ограниченной цилиндрическим контуром, частицы грунта сравнительно быстро приобретают угловую скорость шнека и подъем их прекращается. Величина так называемого критического радиуса $r_{\text{кр}}$ зависит от начальных условий и определяется из уравнения (204) после подстановки $\omega_r = \omega$ при $d\omega_r/d\varepsilon = 0$.

Для вертикального шнека:

$$r_{\text{кр}} = \frac{l_{\text{ш}} \sin \varphi + \frac{g}{f_r \omega^2} 2\pi \sin \varphi + \sqrt{\left(l_{\text{ш}} \sin \varphi + \frac{g}{f_r \omega^2} 2\pi \sin \varphi \right)^2 + 8\pi \cos \varphi \frac{g}{f_r \omega^2} l_{\text{ш}} \cos \varphi}}{4\pi \cos \varphi}, \quad (206)$$

где $l_{\text{ш}}^2$ — шаг шнека, $l_{\text{ш}} = 2\pi r_{\text{ш}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{ш}}$ ($r_{\text{ш}}$ — радиус шнека; $\alpha_{\text{ш}}$ — угол подъема винтовой линии шнека на периферии).

Аналогично вычисляют максимальный $r_{\text{кр}}^{\text{max}}$ и минимальный $r_{\text{кр}}^{\text{min}}$ критические радиусы для крутонаклонных шнеков при $\omega_{r(2k\pi)} = \omega$ и

$\omega_{r(2k+1)\pi} = \omega$, а затем средний критический радиус $r_{\text{кр}}^{\text{cp}} = 0,5(r_{\text{кр}}^{\text{max}} + r_{\text{кр}}^{\text{min}})$. Для практических целей с достаточной точностью можно принимать $r_{\text{кр}} = r_{\text{в}}$ и $r_{\text{кр}}^{\text{cp}} = r_{\text{в}}$, где $r_{\text{в}}$ — радиус вала шнека (рис. 157, а).

В горизонтальном ($\beta_{\text{ш}} < 30^\circ$) шнеке в период установившегося движения угловая скорость частицы равна нулю. Угол поворота частицы ε , при котором начинается установившееся движение, зависит от начальных условий и может быть найден из уравнения (204):

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} [f_r \sin(\alpha_r + \varphi) \cos^{-1}(\alpha_r + \varphi)]. \quad (207)$$

Максимальная производительность по разрыхленному грунту, определяемая пропускной способностью между верхними витками шнека:

$$P' = \int_{r_{\text{кр}}}^{r_{\text{ш}}} v_r dS, \quad (208)$$

где $r_{\text{ш}}$ — наружный радиус шнека; v_r — скорость скольжения грунта по винтовой поверхности шнека (относительная скорость); dS — элементарная площадь сечения грунта, расположенного между верхними витками в плоскости, перпендикулярной вектору относительной скорости.

Производительность шнека в плотном теле:

$$P'_r = \frac{1}{k_p} \int_{r_{\text{кр}}}^{r_{\text{ш}}} v_r dS, \quad (209)$$

где k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 32).

Грунт в сечении шнека плоскостью, проходящей через ось шнека, занимает площадь, ограниченную снизу прямой линией, перпендикулярной оси шнека, а сверху кривой, которую приближенно заменим прямой, перпендикулярной оси шнека (рис. 157, д). Тогда в сечении получим прямоугольник длиной l'' , которую можно принять равной шагу $l'' = l'_{\text{ш}}$. Элементарная площадь сечения грунта на расстоянии r от оси шнека будет равна:

$$dS = dS_1 \cos \alpha_r = l'_{\text{ш}} dr \cos \alpha_r = 2\pi l'_{\text{ш}} \left(\sqrt{4\pi^2 r^2 + (l'_{\text{ш}})^2} \right)^{-1} r dr, \quad (210)$$

где dS_1 — элементарная площадь грунта в осевом сечении (рис. 157, д).

Относительная скорость частиц, расположенных на разном расстоянии от оси шнека, меняется от $v_r = 0$ в зоне критического радиуса до v_r^{max} на периферии шнека практически по прямолинейному закону.

Поэтому

$$v_r (r - r_{\text{кр}})^{-1} = (r_{\text{ш}} - r_{\text{кр}})^{-1} v_r^{\text{max}}. \quad (211)$$

Учитывая, что $v_r^{\text{max}} = v_0 \sin^{-1} \alpha_{\text{ш}} = l'_{\text{ш}} (\omega - \omega_{r\text{ш}}) (2\pi \sin \alpha_{\text{ш}})^{-1}$ найдем

$$v_r = l'_{\text{ш}} (r - r_{\text{кр}}) (\omega - \omega_{r\text{ш}}) [2\pi (r_{\text{ш}} - r_{\text{кр}})]^{-1} \sin^{-1} \alpha_{\text{ш}}, \quad (212)$$

где $\omega_{r\text{ш}}$ и $\alpha_{\text{ш}}$ — соответственно угловая скорость частицы на периферии и угол наклона винтовой линии шнека на радиусе $r_{\text{ш}}$.

После подстановки v_r и dS в формулу (209) и интегрирования в пределах от $r_{\text{кр}}$ до $r_{\text{ш}}$ получим для вертикального шнека:

$$P'_v = \frac{1}{k_p} \frac{(l'_{\text{ш}})^2}{2\pi} \frac{\omega - \omega_{r\text{ш}}}{(r_{\text{ш}} - r_{\text{кр}}) \sin \alpha_{\text{ш}}} \times \left[\frac{(r_{\text{ш}} - r_{\text{кр}}) \left[\sqrt{4\pi^2 r_{\text{ш}}^2 - (l'_{\text{ш}})^2} - \sqrt{4\pi^2 r_{\text{кр}}^2 + (l'_{\text{ш}})^2} \right]}{4\pi} \right]$$

$$-\frac{\left(\frac{l'_ш}{2\pi}\right)^2}{2} \ln \left(r_ш - r_{кр} + \sqrt{r_ш^2 + \left(\frac{l'_ш}{2\pi}\right)^2} - \sqrt{r_{кр}^2 + \left(\frac{l'_ш}{2\pi}\right)^2} - r_{кр} (r_ш - r_{кр}) \right) \quad (213)$$

Формулу (213) можно значительно упростить, исключив из нее сравнительно малые величины $(l'_ш)^2$ под корнем и два последних слагаемых в фигурных скобках. Тогда получим для вертикального шнека, м³/ч:

$$P'_в = 290 (l'_ш)^2 (\omega - \omega_{r_ш}) (r_ш - r_{кр}) k_p^{-1} \sin^{-1} \alpha_ш \quad (214)$$

Для наклонного шнека, м³/ч:

$$P'_т = 290 (l'_ш)^2 (\omega - \omega_{r_ш}^{cp}) (r_ш - r_{кр}^{cp}) k_p^{-1} \sin^{-1} \alpha_ш \quad (215)$$

где $l'_ш$ — шаг шнека, м; ω — угловая скорость шнека, с⁻¹; $\omega_{r_ш}$ — угловая скорость частицы на периферии шнека, с⁻¹; $r_ш$ — радиус шнека, м; $r_{кр}$ — критический радиус, м; $\alpha_ш$ — угол наклона режущей кромки шнека, град; $\omega_{r_ш}^{cp}$ и $r_{кр}^{cp}$ — среднее значение угловой скорости на периферии шнека и критического радиуса для наклонных шнеков; k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 32).

В целях упрощения при практическом использовании формул (214) и (215) можно принимать $r_{кр} = r_{кр}^{cp} = r_в$, где $r_в$ — радиус вала шнека; $0,4\omega < \omega_{r_ш} < 0,5\omega$; $0,3\omega < \omega_{r_ш}^{cp} < 0,4\omega$.

В горизонтальных и пологонаклонных шнеках при угле наклона $\beta_ш \leq 30^\circ$ угловая скорость частицы материала $\omega_{r_ш}^{cp} = 0$. Для расчета производительности (м³/ч) можно пользоваться общепринятой формулой:

$$P'_т = 450 (d_ш^2 - d_в^2) l'_ш \omega k_n k_\beta k_p^{-1} \quad (216)$$

где $d_ш$, $d_в$ — соответственно диаметры шнека и вала, м; k_n — коэффициент наполнения шнека, $k_n = 0,2-0,4$; k_β — коэффициент, учитывающий угол наклона шнека к горизонту $\beta_ш$.

$\beta_ш^\circ$	0	5	10	15	20	30
k_β	1,0	0,9	0,8	0,7	0,65	0,58

§ 2. Выбор основных параметров шнеков

Применяют наклонные (тип I), горизонтальные (тип II) и вертикальные (тип III) шнеки. К основным параметрам шнекового рабочего органа относятся: длина транспортирующей $l_ш$, режущей l_p частей шнека, диаметр шнека $d_ш$, шаг шнека $l'_ш$, окружная скорость на режущей кромке $v_{окр}$, рабочая скорость перемещения v_p .

Длину транспортирующей и режущей частей шнека принимают конструктивно, исходя из типа шнека и параметров обрабатываемой среды. Для предварительных расчетов можно принимать длину транспортирующей части шнека у машин с рабочим органом типа I (рис. 158, б) $l_ш = l_{от} + (0,5-1)$, м (где $l_{от}$ — длина откоса канала), а $l_p = l_{от}$; для шнеков типа II (рис. 158, в) соответственно $l_ш = l_p = (0,7-0,8) b_d$ (где b_d — ширина канала по дну, м); для шнеков типа III (рис. 158, г) $l_ш = h_t + (0,5-0,8)$, м (где h_t — глубина траншеи), $l_p = h_t$.

Диаметр шнека $d_ш$ для рабочих органов типа I выбирают из условия обеспечения заданной производительности $P'_в$ по пропускной спо-

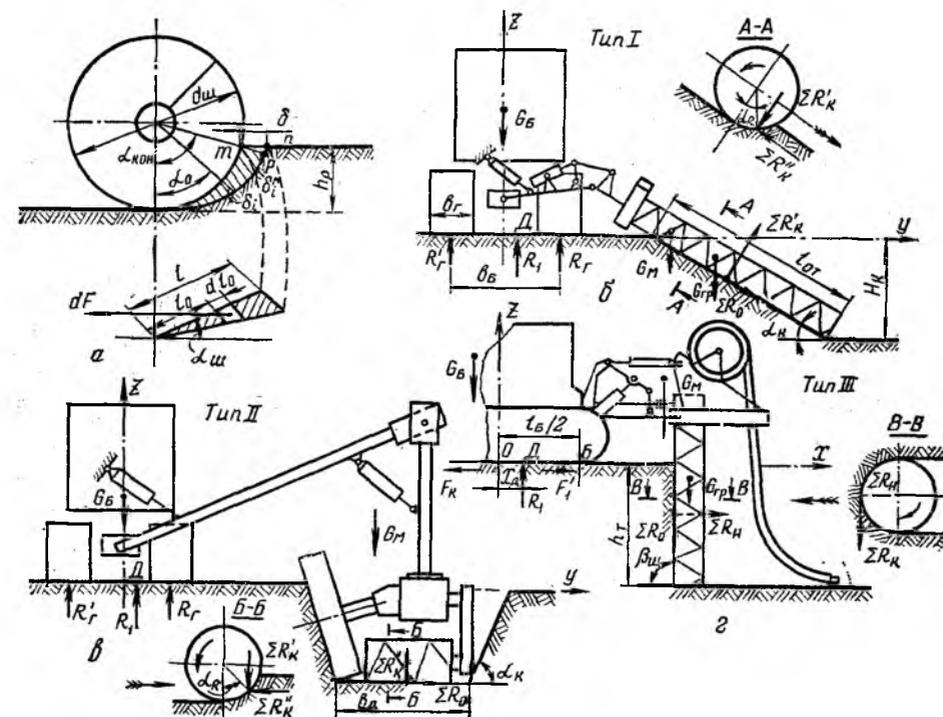


Рис. 158. К расчету мощности на копание грунтов и сил действующих на машины со шнековым рабочим органом:

а — схема к выводу мощности на копание; б — схема действия сил на машину с наклонными шнековыми рабочими органами; в — то же, с горизонтальными; г — то же, с вертикальными.

собности шнека. Для этого задаются четырема значениями диаметра шнека и строят график $P'_т$ [см. формулу (215)] в функции $d_ш$. Диаметр шнека находят по графику из условия $P'_т = P_t$, где P_t — заданная производительность. Для рабочих органов типа III диаметр шнека равен ширине траншеи $d_ш = b_t$. В этом случае шнек проверяется только по пропускной способности, м³/ч:

$$P'_в \geq P_t \quad (217)$$

Если условие (217) не выполняется, то необходимо заданную производительность P_t уменьшить до $P'_т$ за счет снижения поступательной скорости машины v_p . Необходимый диаметр шнека для машин типа II при заданной производительности $P'_т = P_t$ может быть определен из формулы (216) после некоторых преобразований, м:

$$d_ш \geq \sqrt{P'_т k_p (900 v_{окр} k_\alpha k_n k_\beta)^{-1} + d_в^2} \quad (218)$$

где $v_{окр}$ — окружная скорость на режущей кромке шнека, $v_{окр} = 1,5-3$ м/с; k_α — коэффициент, учитывающий наклон режущей кромки шнека, $k_\alpha = l'_ш / d_ш = 0,7-1$ [остальные обозначения см. формулу (216)].

Шаг шнека $l'_ш$ для всех типов рабочих органов принимают равным $k_\alpha d_ш$, где $k_\alpha = 0,7-1$.

Минимальная удельная энергоёмкость для вертикальных и крутонаклонных шнеков соответствует окружной скорости на режущей кромке $v_{окр} = 4-4,5$ м/с. При меньшей скорости или не обеспечивается

подъем грунта или резко снижается производительность шнека. Большие скорости сокращают срок службы режущей кромки.

Для горизонтальных и пологонаклонных шнеков окружная скорость на режущей кромке $v_{окр} = 1,5-3$ м/с.

Рабочую скорость перемещения v_p машины определяют из условия обеспечения заданной производительности в плотном теле. Для рабочих органов типов I и II рабочая скорость перемещения, м/ч:

$$v_p = P_T l_p^{-1} h_p^{-1}, \quad (219)$$

где P_T — техническая производительность машины в плотном теле, м³/ч; l_p — длина режущей части шнека, м; h_p — толщина срезаемого слоя, м.

Для траншекопателей (тип III) рабочая скорость перемещения, м/ч:

$$v_p = P_T (d_{ш} l_p \sin \beta_{ш})^{-1}, \quad (220)$$

где $d_{ш}$ — диаметр шнека, м; $\beta_{ш}$ — угол наклона шнека к горизонту, град.

§ 3. Баланс мощности

Необходимую мощность привода N' машины со шнековым рабочим органом (кВт) вычисляют по формуле (1) с включением в $N_{ро}$ мощности на привод метателя $N_{мет}$, а мощность двигателя — по формуле (2).

Мощность на копанье (N_K). Поперечное сечение стружки (рис. 158, а) характерно переменной по режущей кромке толщиной δ_i . Максимальное значение δ_i (принимая дугу pn за прямую):

$$\delta_i^M = \delta \sin \alpha_{кон}, \quad (221)$$

где δ — подача шнека на один оборот; $\alpha_{кон}$ — угол контакта шнека с грунтом, рад.

Для любого другого положения точки по дуге резания толщина стружки равна:

$$\delta_i = \delta \sin \alpha_0. \quad (222)$$

где α_0 — угол контакта в любой точке.

Удельное сопротивление резанию для шнека в общем виде равно

$$F_{уд} = k_{ш} \delta_i^x, \quad (223)$$

где $k_{ш}$ — безразмерный коэффициент, зависящий от грунта и угла наклона режущей кромки шнека; x — показатель, зависящий от рода грунта.

На рисунке 158, а снизу показана поверхность соприкосновения шнека с грунтом в развернутом виде, а также поперечное сечение стружки. Элементарное окружное усилие dF , действующее на элементарной площадке $dS = \delta_i dl_0 \sin \alpha_{ш}$, равно $dF = F_{уд} dS = k_{ш} \delta_i^{x+1} \sin \alpha_{ш} dl_0$. После подстановки значения δ_i и $\alpha_0 = \alpha_{кон} l^{-1} l_0$, получим:

$$F = \int_{\delta}^l k_{ш} \delta^{x+1} \sin \alpha_{ш} \sin^{x+1} \alpha_{кон} l^{-1} l_0 dl_0. \quad (224)$$

Приближенное решение этого уравнения для z витков шнека, находящихся в контакте с грунтом, дает значение окружного усилия шнека, кН:

$$F_{окр} = 0,5 k_{ш} \delta^{x+1} \alpha_{кон}^{x+2} d_{ш} \operatorname{tg} \alpha_{ш} \frac{z}{x+2} \left(1 - \frac{x+1}{6} \frac{x+2}{x+4} \alpha_{кон}^2 \right) 10^{-2}, \quad (225)$$

где для минеральных грунтов $k_{ш} = 0,52 C_{уд} \left(\frac{l'_{ш}}{d_{ш}} \right)^{0,25}$, для торфяных грунтов $k_{ш} = 1,2-2$ [$C_{уд}$ — число ударов ударника ДорНИИ с площадью наконечника 1 см² (табл. 32)]; δ — подача шнека на один оборот, см, $\delta = 60 \cdot 100 \cdot v_p n^{-1}$ (v_p — поступатель-

ная скорость шнека, м/с; n — частота вращения шнека в минуту, мин⁻¹; x — коэффициент, зависящий от грунта. Для минеральных грунтов $x = -0,4$, для торфа $x = -0,33$; $\alpha_{кон}$ — угол контакта шнека с грунтом, рад, $\alpha_{кон} = \arccos(1 - 2h_p d_{ш}^{-1})$, рис. 158, а (h_p — толщина срезаемого слоя, см); z — число режущих витков шнека, $z = l_p (l'_{ш})^{-1}$, (l_p — длина забоя (режущей части шнека, см); $\alpha_{ш}$ — угол наклона режущей кромки шнека, град: $\alpha_{ш} = \arctg(l'_{ш} \pi^{-1} d_{ш}^{-1})$;

$$N_K = 10^{-2} F_{окр} \pi d_{ш} n 60^{-1} = 10^{-3} \cdot 0,5 F_{окр} d_{ш} n,$$

где $d_{ш}$ — в см; n — мин⁻¹.

Используя формулу (225), получим, кВт:

$$N_K = \frac{1}{4} k_{ш} \delta^{x+1} \alpha_{кон}^{x+2} d_{ш}^2 \operatorname{tg} \alpha_{ш} \frac{zn}{x+2} \left(1 - \frac{x+1}{6} \frac{x+2}{x+4} \alpha_{кон}^2 \right) 10^{-5}. \quad (226)$$

Если угол контакта шнека (тип III) с грунтом $\alpha_{кон} = \pi$, рад (кВт):

$$N_K = \frac{1}{2} k_{ш} (\delta \sin \beta_{ш})^{x+1} \left(\frac{\pi}{2} \right)^{x+2} d_{ш}^2 \operatorname{tg} \alpha_{ш} \frac{zn}{x+2} \left[1 - \frac{x+1}{6} \frac{x+2}{x+4} \left(\frac{\pi}{2} \right)^2 \right], \quad (227)$$

где $\beta_{ш}$ — угол наклона оси шнека к горизонту в плоскости поступательного движения шнека (рис. 158, з).

Мощность на преодоление сил трения при транспортировании грунта. Для вертикальных и крутонаклонных шнеков, кВт:

$$N_{тр} = (N'_{тр} + N''_{тр}) (1 + k_{пер}), \quad (228)$$

где $N'_{тр}$, $N''_{тр}$ — мощности, расходуемые соответственно на преодоление сопротивлений, возникающих при трении грунта о винтовую поверхность, о кожух (или соседний слой грунта); $k_{пер}$ — коэффициент, учитывающий мощность, расходуемую на перемешивание грунта, $k_{пер} = 2,5-3$.

$$N'_{тр} = F_{шср} v_{рср}, \quad (229)$$

где $F_{шср}$ — средняя величина силы трения грунта о винтовую поверхность, кН; $v_{рср}$ — средняя величина скорости скольжения частицы грунта по лопасти, м/с.

Средние значения $F_{шср}$ и $v_{рср}$ зависят от количества грунта в шнеке, частоты вращения шнека, угла подъема винтовой линии и других факторов. Практически они могут быть определены при допущении, что вся масса выделенного объема грунта сосредоточена в одной точке — центре тяжести перемещаемого слоя грунта, расположенной на лопасти и отстоящей от оси вращения шнека на расстоянии $r_{ш}$. Сумма проекций сил, действующих на частицу грунта, находящуюся в равновесии на периферии шнека на ось x (рис. 157, б), параллельную вектору переносной (окружной) скорости:

$$F_{к1} \cos \theta_{ш} - F_{ш1} \sin \alpha_{ш} - f F_{ш1} \cos \alpha_{ш} + G_r \cos \beta_{ш} \sin \epsilon + F''_ш \cos \theta_{ш} = 0. \quad (230)$$

На участке установившегося движения величины $G_r \cos \beta_{ш} \sin \epsilon$ и $F''_ш$ периодически изменятся и в течение полного оборота шнека могут быть приняты равными нулю. Сила трения грунта о кожух $F_{к1}$ вызвана совместным действием центробежной силы инерции $F_{ц}$ и составляющей собственного веса грунта G_r в радиальном направлении, а среднее значение ее равно, Н:

$$F_{к1, ср} = f_r (F_{ц} + G_r) = f_r m (v_{ср}^2 \cos^2 \theta_{ш} r_{ш}^{-1} + g \cos \beta_{ш} \cos \epsilon).$$

Масса грунта, сосредоточенная на поверхности кожуха шнека, кг:

$$m = P_T \rho_p (l_{ш} - 0,5 l_p) k_p 3600^{-1} v_{ср}^{-1},$$

где $v_{ср}$ — средняя абсолютная скорость грунта в шнеке, м/с (рис. 157, в), $v_{ср} = \omega r_{ш} \sin \alpha_{ш} \sin^{-1}(\alpha_{ш} + \theta_{ш})$; P_T — производительность шнека в плотном теле, м³/ч; ρ_p — плотность грунта в рыхлом теле, кг/м³ (табл. 32); $l_{ш}$ — длина шнека, м; l_p — длина режущей части шнека, м.

За один полный оборот шнека $G_r' = 0$. Тогда, Н

$$F_{k1cp} = f_r \frac{\gamma_r \omega \Pi_r' k_p}{3600g} \frac{\cos^2 \theta_{ш} \sin \alpha_{ш}}{\sin \theta_{ш} \sin (\alpha_{ш} + \theta_{ш})} (l_{ш} - 0,5l_p). \quad (231)$$

Решая уравнение (230) относительно $F_{шcp} = f d_{ш1}$, получим, Н:

$$F_{шcp} = f \frac{\gamma_r \omega \Pi_r' k_p \cos^3 \theta_{ш} \sin \alpha_{ш} \operatorname{tg} \varphi (l_{ш} - 0,5l_p)}{3600g \sin \theta_{ш} \sin (\alpha_{ш} + \theta_{ш}) \sin (\alpha_{ш} + \varphi)}. \quad (232)$$

Средняя скорость скольжения грунта по лопасти шнека (рис. 157, в)

$$v_{r_{cp}} = \omega r_{ш} \sin \theta_{ш} \sin^{-1} (\alpha_{ш} + \theta_{ш}). \quad (233)$$

Подставив формулы (232) и (233) в (229), получим, кВт:

$$N_{тр}'' = \frac{\gamma_r f \Pi_r' \omega^2 r_{ш} k_p}{3,6 \cdot 10^6 g} (l_{ш} - 0,5l_p) \frac{\cos^3 \theta_{ш} \sin \alpha_{ш} \operatorname{tg} \varphi}{\sin^2 (\alpha_{ш} + \theta_{ш}) \sin (\alpha_{ш} + \varphi)}. \quad (234)$$

Мощность на преодоление сопротивления трению грунта о кожух, кВт:

$$N_{тр}'' = F_{k1cp} v_{cp} = \frac{f_r \gamma_r \omega^2 r_{ш} \Pi_r' k_p}{3,6 \cdot 10^6 g} (l_{ш} - 0,5l_p) \frac{\cos^2 \theta_{ш} \sin^2 \alpha_{ш}}{\sin \theta_{ш} \sin^2 (\alpha_{ш} + \theta_{ш})}. \quad (235)$$

Мощность на подъем грунта шнеком (на увеличение потенциальной энергии грунта), кВт:

$$N_{п} = \gamma_r \Pi_r' (l_{ш} - 0,5l_p) k_p \sin \beta_{ш} 3,6^{-1} \cdot 10^{-6}. \quad (236)$$

Общая мощность на транспортирование грунта шнеком:

$$N_{т} = N_{тр} + N_{п} + N_{р}.$$

Мощность на разгон грунта определяют по формуле (9), где осевая скорость $v_o = v \sin \theta_{ш}$ (рис. 157, в).

Для горизонтальных и пологонаклонных шнеков (кВт) $N_{п} = 0$, а $N_{тр}$ находят по формуле (228), кВт:

$$N_{тр}' = G_{гр} (\sin \beta_{ш} + \cos \beta_{ш} f_r) d_{ш} f \pi n 60^{-1} \cdot 10^{-3}; \quad (237)$$

$$N_{тр}'' = G_{гр} (\sin \beta_{ш} + \cos \beta_{ш} f_r) l_{ш} n 60^{-1} \cdot 10^{-3}, \quad (238)$$

где $G_{гр}$ — вес грунта, находящийся в шнеке, Н

$$G_{гр} = \Pi_r' k_p \gamma_r \left[\frac{l_p + l_{ш}}{2l_{ш}} + \frac{l_{ш} - l_p}{l_{ш}} \right] 60^{-1} n^{-1}, \quad (239)$$

где $\beta_{ш}$ — угол наклона оси шнека к горизонту, град. Для шнеков I типа $\beta_{ш} = \alpha_k$ (рис. 158, б).

Мощность на привод метателя с торцевой подачей можно приближенно вычислить по формуле, кВт:

$$N_{мет} \cong \frac{\Pi_r' k_p \gamma_r}{3,6 \cdot 10^6} \left\{ \frac{v_b^2 - v_o^2}{2g} + \frac{(r_m - r_o) f}{\cos \alpha_o'} \left[\sin \alpha_o' + \frac{\omega_m^2 (r_m + r_o)}{g} \cdot \frac{1 - \sin \varphi}{\cos \varphi} \right] \right\}, \quad (240)$$

где v_b и v_o — скорости выброса и осевой подачи грунта в метателе, м/с, $v_o \cong v_{cp} \sin \theta_{ш} = \omega r_{ш} \frac{\sin \alpha_{ш} \sin \theta_{ш}}{\sin (\alpha_{ш} + \theta_{ш})}$, $v_b = v_{окр} \sqrt{[(1 - \sin \varphi) \cos^{-1} \varphi]^2 + 1}$; $v_{окр}$ — окружная скорость

на периферии лопасти метателя, м/с; r_m и r_o — радиус лопасти метателя и центра точки подачи грунта в метатель, м, $r_o = 0,15; 0,12; 0,1$ и $0,07$ м соответственно при $v_{окр} = 15, 20, 25$ и 32 м/с; α_o' — центральный угол между радиусами в нижней точке метателя и в точке начала выброса. Для песка $\alpha_o' = 40^\circ$; для торфа $\alpha_o' = 45-50^\circ$, для суглинка $\alpha_o' = 50^\circ$; ω_m — угловая скорость лопастей метателя, 1/с; φ, f — угол и коэффициент тре-

ния грунта о лопасть; g — ускорение свободного падения, м/с²; γ_r — удельный вес грунта в Н/м³; Π_r' — заданная производительность, м³/ч*.

Мощность на перемещение $N_{пер}$ [см. формулу (1)] определяют по формулам (12) — (14).

§ 4. Силы, действующие на машину со шнековыми рабочими органами

Наибольшее усилие подачи шнека $\Sigma R_k''$ (кН) нормальное к его оси, без учета затупления режущей кромки для машин с рабочими органами типов I и II может быть представлено как сумма проекций элементарных сил dF [формула (224)] на направление подачи:

$$\Sigma R_k'' = \pm z \int_0^{\alpha_{кон}} dF \cos \alpha_o = \pm z \int_0^{\alpha_{кон}} k_{ш} \delta_i^{x+1} \sin \alpha_{ш} dl_o \cos \alpha_o.$$

После интегрирования и преобразования получим, кН:

$$\begin{aligned} \Sigma R_k'' &= \pm k_{ш} \delta^{x+1} 0,5d_{ш} \operatorname{tg} \alpha_{ш} z \sin^{x+2} \alpha_{кон} (x+2)^{-1} = \\ &= F_{окр} \frac{\sin^{x+2} \alpha_{кон}}{\alpha_{кон}^{x+2} \left(1 - \frac{x+1}{6} \frac{x+2}{x+4} \alpha_{кон}^2\right)} = \frac{6 \cdot 10^3 N_R}{\pi d_{ш} n} \frac{\sin^{x+2} \alpha_{кон}}{\alpha_{кон}^{x+2} \left(1 - \frac{x+1}{6} \frac{x+2}{x+4} \alpha_{кон}^2\right)} = \\ &= \frac{2 \cdot 10^3 N_R}{d_{ш} n} \frac{\sin^{x+2} \alpha_{кон}}{\alpha_{кон}^{x+2} \left(1 - \frac{x+1}{6} \frac{x+2}{x+4} \alpha_{кон}^2\right)}, \end{aligned} \quad (241)$$

где $d_{ш}$ — в см; n — 1/мин; N — кВт.

Для машин типа III, где угол контакта $\alpha_{кон} = 2\pi$, нормальные составляющие по дуге контакта взаимно уравновешиваются. $\Sigma R_k'' = \Sigma R_k' = 0$ ($\Sigma R_k'$ — нормальная составляющая усилия резания, кН). Перпендикулярная к направлению движения составляющая общего касательного усилия копания $\Sigma R_k, \Sigma R_k'$, кН (нормальная составляющая $\Sigma R_k = 0$ для незатупленного шнека, кН):

$$\begin{aligned} \Sigma R_k' &= \pm z \int_0^{\alpha_{кон}} dF \sin \alpha_o = \pm k_{ш} \delta^{x+1} \sin \alpha_{ш} z \frac{d_{ш}}{2 \cos \alpha_{ш}} \int_0^{\alpha_{кон}} \sin^{x+2} \alpha_o d\alpha_o = \\ &= F_{окр} \frac{\alpha_{кон} \left(1 - \frac{x+2}{6} \frac{x+3}{x+5} \alpha_{кон}^2\right) (x+2)}{(x+3) \left(1 - \frac{x+1}{6} \frac{x+2}{x+4} \alpha_{кон}^2\right)} = \\ &= \frac{2 \cdot 10^3 N_R}{d_{ш} n} \frac{\alpha_{кон} \left(1 - \frac{x+2}{6} \frac{x+3}{x+5} \alpha_{кон}^2\right) (x+2)}{(x+3) \left(1 - \frac{x+1}{6} \frac{x+2}{x+4} \alpha_{кон}^2\right)}. \end{aligned} \quad (242)$$

В формулах (241) и (242) знак плюс соответствует прямому вращению (рис. 158, б, в), знак минус — обратному.

Точка приложения суммарных сил $\Sigma R_k''$ и $\Sigma R_k'$ находится углом α_R :

$$\alpha_R = \operatorname{arctg} \frac{\Sigma R_k'}{\Sigma R_k''} = \frac{\alpha_{кон}^{x+3} \left(1 - \frac{x+2}{6} \frac{x+3}{x+5} \alpha_{кон}^2\right) (x+2)}{(x+3) \sin^{x+2} \alpha_{кон}}. \quad (243)$$

* При расчете конических шнеков можно пользоваться обобщенной методикой ВНИИземмаш (Строительные и дорожные машины — № 1, 2, 1978).

Для машин типа III (кН) $\Sigma R_k = F_{\text{окр}}$. Осевое усилие, кН:

$$\Sigma R_o = \frac{20 \cdot 10^3 (N_k + N_{\text{тр}} + N_{\text{п}} + N_{\text{р}})}{d_{\text{ш}} n \text{tg} (\alpha_{\text{ш}} + \varphi)} = \frac{2 \cdot 10^3 (N_k + N_{\text{тр}} + N_{\text{п}} + N_{\text{р}})}{d_{\text{ш}} n \text{tg} (\alpha_{\text{ш}} + \varphi)}, \quad (244)$$

где N_k , $N_{\text{тр}}$, $N_{\text{п}}$, $N_{\text{р}}$ — соответственно мощности на копание, трение, подъем и разгон, кВт.

§ 5. Тяговый и статический расчеты

Максимальное суммарное тяговое сопротивление определяют по формуле (59).

Для машин со шнеками типов I и II (рис. 158, б, в):

$$F_{\text{г}}^i = (G_б + G_{\text{м}} + G_{\text{гр}} + \Sigma R_k' \cos \alpha_k + \Sigma R_o \sin \alpha_k) (f_{\text{м}} \pm i). \quad (245)$$

Для машин со шнековым рабочим органом типа III (рис. 158, г):

$$F_{\text{г}}^i = (G_б + G_{\text{м}} + G_{\text{гр}} + \Sigma R_o \sin \beta_{\text{ш}}) (f_{\text{м}} \pm i), \quad (246)$$

где $F_{\text{г}}^i$ — сопротивление передвижению машины, кН; $G_б$ и $G_{\text{м}}$ — вес базовой машины и навесного оборудования, кН; $G_{\text{гр}}$ — вес грунта в шнеке, кН [см. формулу (239)]. Для горизонтальных шнеков $G_{\text{гр}} = 0$. Пренебрегая трением по дуге контакта, $F_{\text{ро}} = \Sigma R_k$ [см. формулу (241)]; $F_{\text{н}}^i$ находят по формуле (63).

Тяговый и статический расчеты проводят по методике, приведенной в главе 10 § 6, 7.

Глава 16. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА КАНАЛОКОПАТЕЛЕЙ С ПЛУЖНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

§ 1. Выбор и расчеты основных параметров и формы плужных рабочих органов

Из всех типов подъемно-отвальных поверхностей наиболее простыми и целесообразными признаны линейчатые развертывающиеся поверхности, которые образуются движением прямой линии (образующей) по некоторой кривой (направляющей).

На отвалах с такой поверхностью пласт грунта испытывает деформацию простого изгиба (по направлению ортогональных линий к образующим); лучшее, чем при других поверхностях, прилегание пласта к отвалу вызывает более равномерный его износ; грунт, движущийся по такой поверхности, налипает на нее в меньшей степени, чем на поверхности другой формы.

Исходные параметры выбирают для трех основных частей плужного рабочего органа (лемеха, подъемно-отвальных поверхностей и верхних отвалов, рис. 159).

Форма и установочные углы лемеха. Общепринятая форма лемеха имеет вид плоского двухстороннего косоугольного (рис. 160, а) или плоского прямого (рис. 160, б) клиньев.

Угол между лезвием лемеха и направлением движения (угол захвата) $\alpha_{\text{л}}$ и угол резания $\psi_{\text{л}}$ определяют из условий незаклинивания пласта грунта между лемехом и откосами канала и отсутствия взаимного сталкивания левого и правого пластов. При трапециевидном поперечном сечении канала и принятой указанной форме лемеха второе условие выполняется всегда, а первому условию удовлетворяет равенство углов $\alpha_{\text{к}}$ (угла наклона откоса канала к горизонту) и ϵ' (угла между осью Oy и проекцией на плоскость ZOY относительной траектории движения пласта грунта по лемеху).

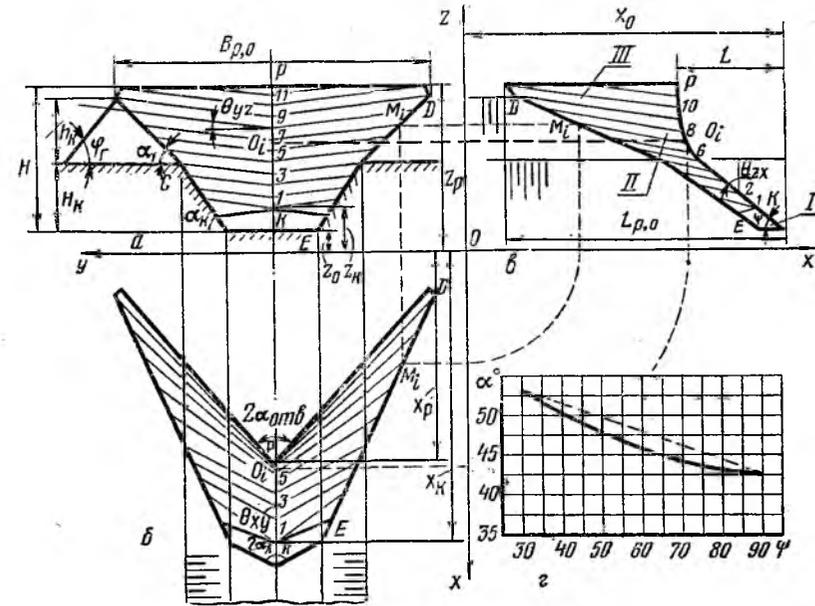


Рис. 159. Построение проекций поверхности рабочего органа плужного каналокопателя:

а, б, в — проекции рабочего органа; г — кривая сферического отображения подъемно-отвальной поверхности; I — лемех; II — подъемно-отвальная поверхность; III — верхний отвал; 1, 2, 3 ... II — номера образующих подъемно-отвальной поверхности; КР — направляющая кривая; ЕД — граница рабочего органа.

В общем случае последнее условие можно записать в виде:

$$\epsilon' \geq \alpha_{\text{к}}. \quad (247)$$

Угол ϵ' определяется из рассмотрения сферического треугольника $A_1B_1D_1$ (рис. 160, а), стороны которого получены при пересечении соответствующих плоскостей со сферой произвольного радиуса с центром в точке O_1 :

$$\text{ctg} \epsilon' = (\sin \alpha_{\text{л}} \text{ctg} \epsilon - \cos \alpha_{\text{л}} \cos \psi_{\text{л}}) \sin^{-1} \psi_{\text{л}},$$

где ϵ — угол между относительной траекторией движения пласта грунта по лемеху и его лезвием, град (рис. 160, а).

Для торфяных и глинистых грунтов можно принимать $\epsilon = \alpha_{\text{л}}$. При разработке песчаных грунтов пласт поднимается на лемех в плоскости, проходящей через нормаль F_1 к поверхности и направлению движения лемеха. Из сферического треугольника A_2LB_2 (рис. 160, в) $\epsilon = \text{arctg} (\text{tg} \alpha_{\text{л}} \cos \psi_{\text{л}})$. Эти два значения угла ϵ являются предельными.

Окончательно условие (247) записывается следующим образом:

$$\text{tg} \alpha_{\text{л}} \text{ctg} \epsilon' \leq 1 \text{ или } (\sin \alpha_{\text{л}} \text{ctg} \epsilon - \cos \alpha_{\text{л}} \cos \psi_{\text{л}}) \text{tg} \alpha_{\text{к}} \sin^{-1} \psi_{\text{л}} \leq 1. \quad (248)$$

Практически формулу (248) используют как проверочную, предварительно выбрав значения углов $\psi_{\text{л}}$ и $\alpha_{\text{л}}$ по таблице 34 и уточнив их в зависимости от типа грунта.

При значениях установочных углов лемеха выше пределов, указанных в таблице 34, удельное тяговое сопротивление возрастает за счет более интенсивной деформации пласта грунта и большего сгуживания почвы перед лемехом. При углах с меньшими, чем в таблице, значениями энергетические потери также увеличиваются, но за счет возрастания сил трения грунта о рабочую поверхность, длины режущих кромок,

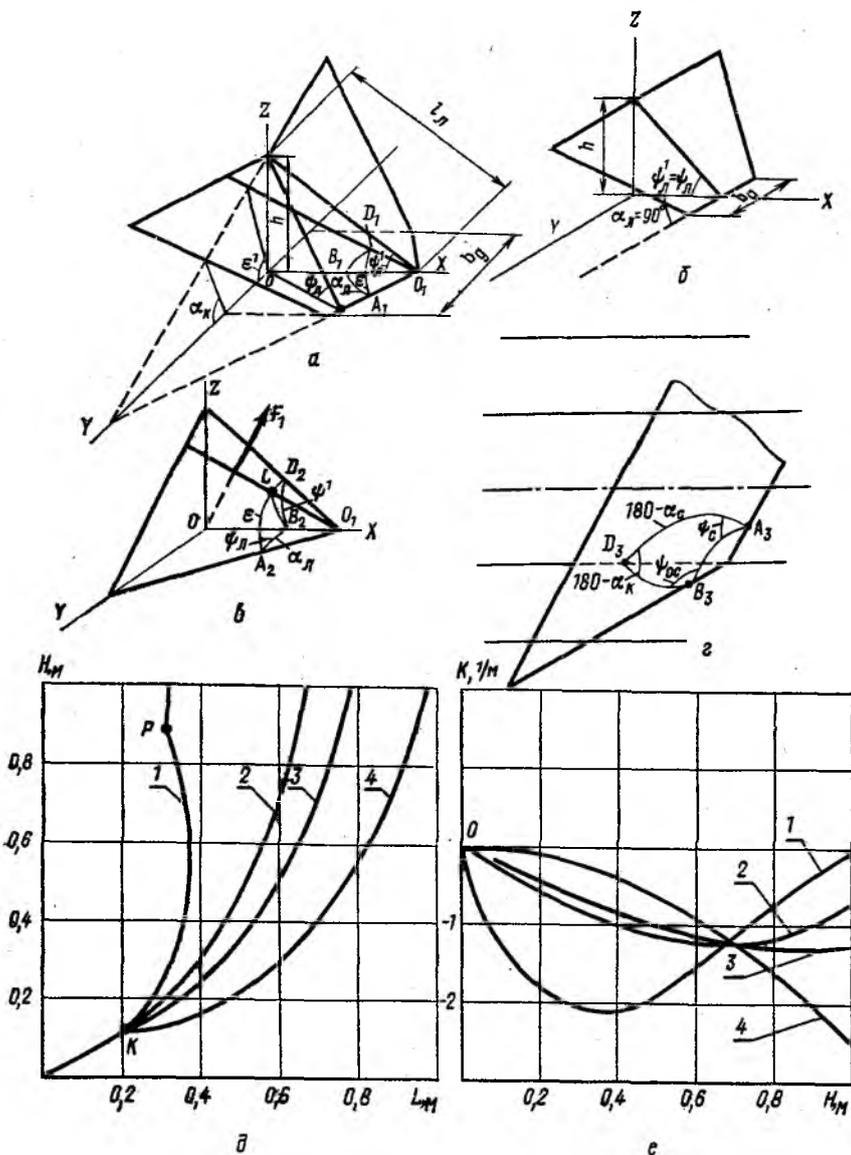


Рис. 160. К выбору основных параметров плужного рабочего органа:

Схема плоских: а — двухстороннего косого; б — то же, прямого лемеха; в — к определению зависимостей между установочными углами лемеха и подъемно-отвальной поверхностью; г — схема к определению угла резания подъемно-отвальной поверхности с откосом; д — влияние относительного удлинения L/H на форму направляющей кривой; е — графики распределения кривизны направляющей кривой; 1 — $L/H=0,5$; 2 — $L/H=0,7$; 3 — $L/H=0,9$; 4 — $L/H=1,3$.

Таблица 34. Рекомендуемые значения установочных углов* лемеха и верхних отвалов

Глубина канала H_n , м	Установочные углы лемеха, град.		Установочные углы верхних отвалов, град.	
	ψ_n	α_n	$\psi_{отв}$	$\alpha_{отв}$
До 0,4	26—28	42—46	90	35—38
0,4—0,6	28—32	46—50	90	38—42
Больше 0,6	32—35	50—55	90	42—45

* Меньшие значения углов для торфяных и глинистых, а большие — для песчаных грунтов.

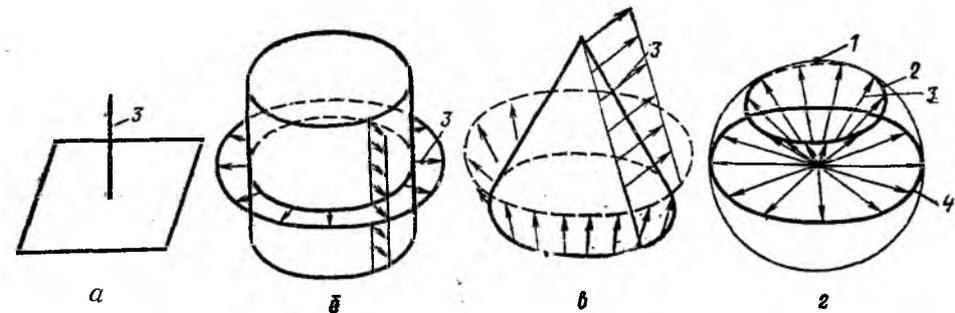


Рис. 161. Кривые сферического отображения:

а — плоскость; б — цилиндрическая поверхность; в — коническая поверхность; г — сфера единичного радиуса с кривыми сферического отображения; 1 — плоскости; 2 — конуса; 3 — нормали к соответствующим точкам отображаемой поверхности; 4 — цилиндры.

увеличения сопротивления от заклинивания пласта между откосом и лемехом.

Для крупных каналокопателей ($H_n \geq 0,9$ м) с целью уменьшения заклинивания грунта между их рабочей поверхностью и откосами канала можно применять лемех в виде плоского прямого клина ($\alpha_n = 90^\circ$).

Длина лемеха l_n (м) в плоскости направляющей кривой (рис. 160, а) $l_n = h \sin^{-1} \psi_n'$, где h — необходимая высота подъема пласта грунта без оборота, м. Из условия беспрепятственного поворота пласта на бровке канала

$$h \geq (2H_n \operatorname{ctg}^2 \alpha_n + b_n \operatorname{ctg} \alpha_n + 2H_n) - \sqrt{(2H_n \operatorname{ctg}^2 \alpha_n + b_n \operatorname{ctg} \alpha_n + 2H_n)^2 - 4H_n^2 (1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha_n)} \times [2(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha_n)]^{-1},$$

где b_n , α_n — соответственно ширина канала по дну (м) и угол наклона откоса к горизонту (град).

Установочные углы верхних отвалов — резания $\psi_{отв}$ и захвата $\alpha_{отв}$ выбирают из условия минимальных энергетических затрат на движение пласта грунта и отсутствия пересыпания почвы через верхние кромки отвалов (табл. 34).

Форма и параметры подъемно-отвальных поверхностей полностью и однозначно определяются уравнениями направляющей кривой $x = f_1(z)$ и кривой сферического отображения $\alpha = f_2(\psi)$.

Сферическое отображение любой поверхности есть совокупность точек (рис. 161) на сфере единичного радиуса (то есть в общем случае тоже поверхность), полученных при ее пересечении нормальными z к исходной поверхности, перенесенными в центр этой сферы. Для развертывающихся линейчатых поверхностей сферическое отображение представляет собой линию, что очень удобно для аналитического ее описания. Так, у плоскости все нормали параллельны и направлены в одну и ту же сторону (рис. 161, а); после перенесения в центр сферы они сливаются и определяют точку 1 на сфере (рис. 161, г), которая и является сферическим отображением плоскости. У цилиндра и конуса нормали, взятые вдоль всей образующей, параллельны (рис. 161, б и в); им соответствует в каждом случае точка на сфере. Сферическое отображение цилиндра представляет собой, очевидно, окружность большого круга 4, а прямого кругового конуса — окружность малого круга 2 на сфере (рис. 161, г).

Уравнение направляющей кривой (рис. 159) имеет следующий вид:

$$f_1(z) = x = Az^3 + Bz^2 + Cz + D, \quad (249)$$

где A, B, C, D — постоянные коэффициенты, определяемые по известным координатам начальной K (рис. 159) и конечной P точек направляющей кривой, а также значениям ее производных в этих точках ($x'_k = \text{ctg } \psi'_k$; $x'_p = \text{ctg } \psi'_{отв}$).

Величины углов ψ'_k и $\psi'_{отв}$ между горизонталью и касательными к направляющей кривой в точках K и P могут быть получены из решения сферического треугольника $A_1B_1D_1$ (рис. 160, а):

$$\psi'_k = \text{arctg}(\sin \alpha_k \text{tg } \psi_k); \quad \psi'_{отв} = \text{arctg}(\sin \alpha_{отв} \text{tg } \psi_{отв}). \quad (250)$$

Координаты начальной точки K направляющей кривой (рис. 159):

$$z_k = z_o + l_n \sin \psi'_k; \quad x_k = x_o - l_n \cos \psi'_k. \quad (251)$$

Вертикальная координата точки P направляющей кривой z_p зависит не только от глубины канала H_k , м, но и от высоты отсыпанного грунта h_k , м (рис. 159, а):

$$z_p = H + z_o = H_k + h_k + z_o + (0,07 - 0,1), \quad (252)$$

где H — полная высота рабочего органа, м.

$$h_k = \sqrt{[H_k(b_n + 2H_k \text{ctg } \alpha_1) \text{tg } \varphi_r k_p](1 + \text{tg } \varphi_r \text{ctg } \alpha_1)^{-1}}, \quad (253)$$

где α_1 — угол наклона внутреннего откоса кавальера к горизонту, град. Для предварительных расчетов его принимают равным углу естественного откоса грунта φ_r (табл. 32); k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 32).

Горизонтальную координату точки P ($x_p = x_o - L$) (рис. 159, в) определяют из условия отсутствия перегибов направляющей кривой (то есть неизменности знака второй производной x):

$$1/3 \text{ctg } \psi'_k < L/H < 2/3 \text{ctg } \psi'_k, \quad (254)$$

где L — горизонтальная проекция направляющей кривой, м.

Для направляющих кривых с относительным удлинением $L/H > 2/3 \text{ctg } \psi'_k$ наблюдается перегиб вблизи лемеха (точка K , рис. 160, д, кривая 4). Наличие перегиба и значительная неравномерность распределения кривизны (рис. 160, е, кривая 4) вызывают налипание грунта на плужный рабочий орган и ухудшают условия относительного движения пласта. При относительном удлинении $L/H < 1/3 \text{ctg } \psi'_k$ направляющая кривая также имеет характерный перегиб, но расположенный у точки P в зоне верхних отвалов (рис. 160, д, кривая 1). Такая форма направляющей кривой способствует сгуживанию грунта и, как следствие, увеличению тягового сопротивления и ухудшению качества поверхности откосов.

При окончательном выборе значения относительного удлинения направляющей кривой LH^{-1} необходимо учитывать характер распределения ее кривизны (рис. 160, е). Чем равномернее изменение кривизны направляющей кривой, тем лучше ее форма удовлетворяет технологическим требованиям (например, кривые 2 или 3, рис. 160, е).

Рекомендуется принимать $LH^{-1} = 0,83 - 0,9$ при $H_k < 0,4$ м; $LH^{-1} = 0,76 - 0,83$ при $H_k = 0,4 - 0,6$ м; $LH^{-1} = 0,7 - 0,76$ при $H_k > 0,6$ м. Меньшие значения LH^{-1} принимают для песчаных грунтов, а большие — при работе в торфяных и глинистых грунтах.

Уравнение кривой сферического отображения подъемно-отвальной поверхности $\alpha = f_2(\psi)$ чаще всего имеет вид:

$$\alpha = f_2(\psi) = a_0 + a_1 \psi + a_2 \psi^2, \quad (255)$$

где a_0, a_1, a_2 — постоянные коэффициенты, соответствующие заданным геометрическим условиям.

Таким образом, задача определения зависимости $\alpha = f_2(\psi)$ сводится к проведению кривой на сфере через заданные точки $(\alpha_i; \psi_i)$ при заданных (в случае необходимости) направлениях касательной к кривой сферического отображения в этих точках ($d\alpha_i/d\psi_i$).

Так как выражение (255) является уравнением второго порядка, необходимо наличие трех условий.

Установочные углы лемеха и верхних отвалов определяют направления в пространстве касательных плоскостей к поверхности в соответствующих местах и поэтому являются двумя из трех необходимых условий.

Третьим может быть условие горизонтальности какой-либо образующей (например, последней, считая снизу). Это условие имеет вид $d\alpha/d\psi = 0$.

Третье условие может быть также получено, если в качестве одной из основных характеристик подъемно-отвальной поверхности принять установочные углы ее средней части, то есть углы ψ_c, α_c касательной к этой поверхности плоскости, проходящей через бровку канала (точку C , рис. 159, а). Тогда значения указанных углов определяются в зависимости от угла резания подъемно-отвальной поверхности ψ_{oc} (рис. 160, з). Для получения лучшего качества откосов канала и кавальера этот угол должен изменяться в зависимости от глубины канала так, чтобы в пределах вырезанной части канала (до точки C , рис. 159, а) он был бы меньше 90° , а выше точки C больше 90° . В этом случае облегчается копанье грунта вдоль откосов канала и обеспечивается некоторое уплотнение грунта в насыпи. Из сферического треугольника $A_3B_3D_3$ (рис. 160, з) имеем $\psi_{oc} = \arccos(\cos \psi_c \cos \alpha_k - \sin \psi_c \sin \alpha_k \cos \alpha_c)$; при $\psi_{oc} = 90^\circ$ (точка C) получим:

$$\text{tg } \psi_c = \text{ctg } \alpha_k / \cos \alpha_c. \quad (256)$$

Углы ψ_c и α_c определяют при совместном решении уравнений (256) и (258). График кривой сферического отображения представлен на рисунке 159, з.

Построение рабочей поверхности плужного рабочего органа. По заданным размерам поперечного сечения отрываемого канала строят теоретические профили дамб (кавальеров) и вычерчивают лобовой контур рабочей поверхности (рис. 159, а); затем вычерчивают боковую проекцию направляющей кривой (рис. 159, в) по уравнению (249); разбивают интервал изменения угла резания ψ на 10—15 равных частей, что соответствует 9—14 образующим, и находят координаты z_i точек их начал на направляющей кривой путем совместного решения двух уравнений:

$$f_1(z) = \text{ctg } \psi' = 3Az^2 + 2Bz + C, \quad (257)$$

$$\text{tg } \psi' = \sin \alpha \text{tg } \psi. \quad (258)$$

Затем по уравнению (249) вычисляют координаты x_i . После этого вычисляют углы проекций образующих с осями координат по формулам (рис. 159, а, б, в):

$$\text{tg } \theta_{xy} = \frac{\sin \alpha + \sin \psi \cos \psi \cos \alpha (d\alpha/d\psi)}{\cos \alpha - \sin \psi \cos \psi \sin \alpha (d\alpha/d\psi)}, \quad (259)$$

$$\text{tg } \theta_{yz} = \frac{\sin^2 \psi (d\alpha/d\psi)}{\sin \alpha + \sin \psi \cos \psi \cos \alpha (d\alpha/d\psi)}, \quad (260)$$

$$\text{tg } \theta_{zx} = \frac{\cos \alpha - \sin \psi \cos \psi \sin \alpha (d\alpha/d\psi)}{\sin^2 \psi (d\alpha/d\psi)}, \quad (261)$$

где α, ψ — углы захвата и резания.

Графически определяют длины проекций образующих, исходя из лобового контура рабочей поверхности (рис. 159, а, б, в, где показаны примеры построения точек M_i и O_i на трех проекциях рабочего органа).

§ 2. Силы, действующие на каналокопатель с плужным рабочим органом, тяговый и статический расчеты*

Процесс копания плужным рабочим органом можно свести к следующей схеме: лемех, внедряясь в грунт, уплотняет сжимаемый пласт грунта, а затем сдвигает по плоскостям наибольших касательных напряжений, расположенных под некоторым углом ε к горизонту.

Пласт грунта под напором вновь поступающего, перемещается по рабочей поверхности, принимая ее форму. Этому вынужденному искривлению пласта соответствует дополнительное давление на плужный рабочий орган от сил его упругости. Для упрощения задачи криволинейную подъемно-отвальную поверхность заменяют двумя парами клиньев: сдвоенным прямолинейным трехгранным клином в нижней части (включая лемех) и двумя косо поставленными по отношению друг к другу прямыми клиньями, каждый из которых является зеркальным отображением другого, в верхней части (рис. 162, а).

Для плужных каналокопателей, работающих в условиях заблокированного резания и с большими размерами пласта, действительная траектория его движения (в пределах вырезаемой части канала) близка к геодезической линии и для принятой упрощенной схемы подъемно-отвальной поверхности имеет вид прямой линии, расположенной под углом ε к лезвию лемеха.

При определении составляющих реакции грунта на плужный рабочий орган рассматривают в отдельности его нижнюю и верхнюю части.

Нормальная сила F_1 , являющаяся следствием действия усилия копания, в первой фазе деформирования определяется в основном сопротивлением грунта сжатию. При этом вес частиц, поднимаемых клином,

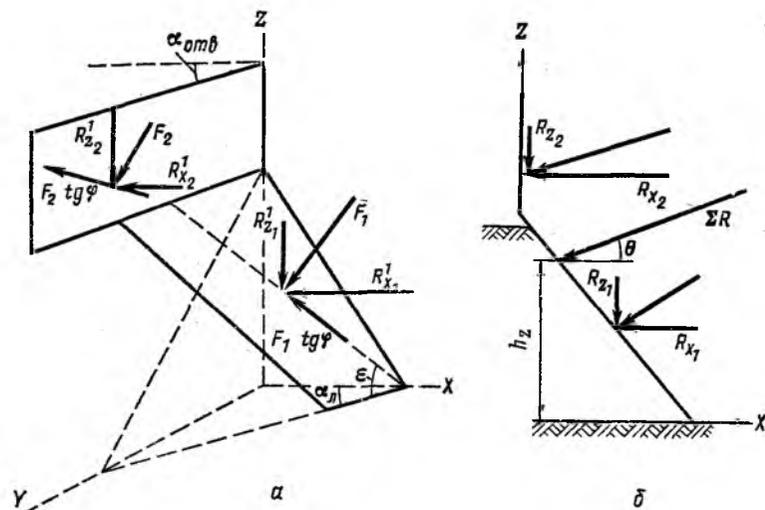


Рис. 162. Схемы к определению равнодействующей реакции грунта на плужный рабочий орган:
а — на нижнюю и верхнюю части плужного рабочего органа; б — угла наклона равнодействующей к горизонту.

* По методике З. Е. Гарбузова и С. А. Менчиковой.

не имеет большого значения, так как пласт до разрушения большей своей частью опирается на впереди лежащий грунт.

Во второй фазе деформирования нормальная сила F_1 определяется сопротивлением грунта сдвигу $F_1 \operatorname{tg} \varphi$, составляющей веса образовавшегося пласта и пригрузки от призмы волочения.

Проектируя силы F_1 и $F_1 \operatorname{tg} \varphi$ на оси OX и OZ , получают в соответствии с теорией косоугольного клина формулы для составляющих равнодействующей реакции на нижнюю часть рабочего органа:

$$R'_{x_1} = F_1 \left[\sin \psi_{\text{л}} \sin \alpha_{\text{л}} + \operatorname{tg} \varphi \sqrt{1 - \sin^2 \psi_{\text{л}} \sin^2 \varepsilon (1 + \cos^2 \alpha_{\text{л}} \operatorname{tg}^2 \frac{\psi_{\text{л}} + \varphi + \varphi_{\text{Г}}}{2})} \right];$$

$$R'_{z_1} = F_1 (\cos \psi_{\text{л}} - \operatorname{tg} \varphi \sin \psi_{\text{л}} \sin \varepsilon). \quad (262)$$

Заменяя реальную плоскость плоскостью эквивалентного «идеального» без трения клина, определяют нормальную силу:

$$F_1 = k_c S \cos \varphi_{\text{Г}} \cos \varphi \sin^{-1} \alpha_{\text{лн}} \cos^{-2} \frac{\psi_{\text{лн}} + \varphi_{\text{Г}}}{2} + G_{\text{пр}} \sin \frac{\psi_{\text{лн}} + 3\varphi_{\text{Г}}}{2} \cos \varphi \cos^{-1} \frac{\psi_{\text{лн}} + \varphi_{\text{Г}}}{2}, \quad (263)$$

где k_c — коэффициент сцепления грунта, Н/м^2 , $k_c = (0,1-0,5)10^5 \text{ Н/м}^2$ для песчаных и торфяных грунтов, $k_c = (0,5-1,0)10^5 \text{ Н/м}^2$ — для суглинков, $k_c = (1,5-2,5)10^5 \text{ Н/м}^2$ — для глин; φ , $\varphi_{\text{Г}}$ — соответственно углы трения и естественного откоса грунта (табл. 32); S — площадь поперечного сечения канала, м^2 ; $\alpha_{\text{лн}}$ и $\psi_{\text{лн}}$ — углы установки «идеального» клина, град:

$$\psi_{\text{лн}} = \arccos \left[\frac{\Phi \pm \cos \beta' \sqrt{\cos^2 \beta' \cos^2 \psi_{\text{л}} \cos^2 (\beta + \varphi) - \Phi^2}}{\cos^2 \beta' + \cos^2 \psi_{\text{л}}} \right]; \quad (264)$$

$$\cos (\alpha_{\text{лн}} - \alpha_{\text{л}}) = \frac{\cos \varphi - \cos \psi_{\text{л}} \cos \psi_{\text{лн}}}{\sin \psi_{\text{л}} \sin \psi_{\text{лн}}},$$

где $\Phi = [\cos \varphi - \sin (\beta + \varphi) \sin \psi_{\text{л}} \sin \beta'] \cos \psi_{\text{л}}$; β , β' — вспомогательные углы, град, $\beta = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \psi_{\text{л}} \sin \varepsilon)$, $\beta' = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \varepsilon / \cos \psi_{\text{л}})$; $G_{\text{пр}}$ — сила тяжести призмы волочения и образовавшегося пласта грунта, кН .

Ограничив объем образовавшегося пласта на половине сечения канала плоскостью сдвига, дневной поверхностью, плоскостями откоса и плоскостью симметрии канала, а объем призмы волочения высотой $h_{\text{к}}$ (рис. 159, а), получают:

$$G_{\text{пр}} = 0,5 S \gamma_{\text{Г}} h_{\text{к}} \operatorname{ctg} \varepsilon \sin^{-1} \alpha_{\text{л}} \cos^{-1} \psi_{\text{л}}. \quad (265)$$

Удвоив в силу симметричности нижней части рабочего органа силы R'_{x_1} и R'_{z_1} (рис. 162) и с учетом выражений (263) и (265), имеют:

$$R_{x_1} = k_c S B_1 B_2 + \gamma_{\text{Г}} S h_{\text{к}} B_1 B_3; \quad (266)$$

$$R_{z_1} = k_c S B_2 B_4 + \gamma_{\text{Г}} S h_{\text{к}} B_3 B_4,$$

где B_1 , B_2 , B_3 , B_4 — постоянные вспомогательные коэффициенты, определяемые по формулам:

$$B_1 = 2 \cos \varphi \cos^{-1} [(\psi_{\text{лн}} + \varphi_{\text{Г}}) 0,5] \left[\sin \psi_{\text{л}} \sin \alpha_{\text{л}} + \operatorname{tg} \varphi \sqrt{1 - \sin^2 \psi_{\text{л}} \sin^2 \varepsilon (1 + \cos^2 \alpha_{\text{л}} \operatorname{tg}^2 [(\psi_{\text{л}} + \varphi + \varphi_{\text{Г}}) 0,5])} \right];$$

$$B_2 = \frac{\cos \varphi_{\text{Г}}}{\sin \alpha_{\text{лн}} \cos [(\psi_{\text{лн}} + \varphi_{\text{Г}}) 0,5]}; \quad B_3 = \frac{\operatorname{ctg} \varepsilon}{2 \sin \alpha_{\text{л}} \cos \psi_{\text{л}}};$$

$$B_4 = \frac{2 \cos \varphi}{\cos [(\psi_{\text{лн}} + \varphi_{\text{Г}}) 0,5]} (\cos \psi_{\text{л}} - \operatorname{tg} \varphi \sin \psi_{\text{л}} \sin \varepsilon). \quad (267)$$

Вертикальную R_{z_2} и горизонтальную R_{x_2} составляющие сопротивления от перемещения призмы волочения верхними отвалами по Ю. А. Ветрову можно найти по формулам:

$$\left. \begin{aligned} R_{x_2} &= 0,5\gamma_r h_k^2 \cos^2 \varphi_r (b_d + 2H_k \operatorname{ctg} \alpha_k + 2l_6) \sin \alpha_{\text{отв}}, \\ R_{z_2} &= 0,5\gamma_r h_k^2 \cos^2 \varphi_r (b_d + 2H_k \operatorname{ctg} \alpha_k + 2l_6) \operatorname{tg} \varphi, \end{aligned} \right\} (268)$$

где l_6 — ширина бермы, м; γ_r — удельный вес грунта, Н/м³; $\alpha_{\text{отв}}$ — угол захвата верхних отвалов, град.

В силу симметричности верхних отвалов боковые равнодействующие силы, перпендикулярные оси канала, равны нулю, а равнодействующие вертикальных (R_{z_2}) и горизонтальных сил (R_{x_2}) лежат в плоскости направляющей кривой (рис. 162, б) и оси канала (рис. 159).

Суммарные горизонтальная ΣR_r (кН) и вертикальная ΣR_B (кН) составляющие реакции грунта на плужный рабочий орган (рис. 163) определяются как суммы соответствующих реакций на нижнюю [см. формулу (266)] и верхнюю [см. формулу (268)] части рабочего органа:

$$\Sigma R_r = R_{x_1} + R_{x_2}; \quad \Sigma R_B = R_{z_1} + R_{z_2}, \quad (269)$$

а суммарная реакция грунта на плужный рабочий орган:

$$\Sigma R = \sqrt{(R_{x_1} + R_{x_2})^2 + (R_{z_1} + R_{z_2})^2}. \quad (270)$$

Угол наклона θ (град) равнодействующей реакции грунта к горизонту (рис. 162, б) вычисляют по формуле:

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{\Sigma R_B}{\Sigma R_D}. \quad (271)$$

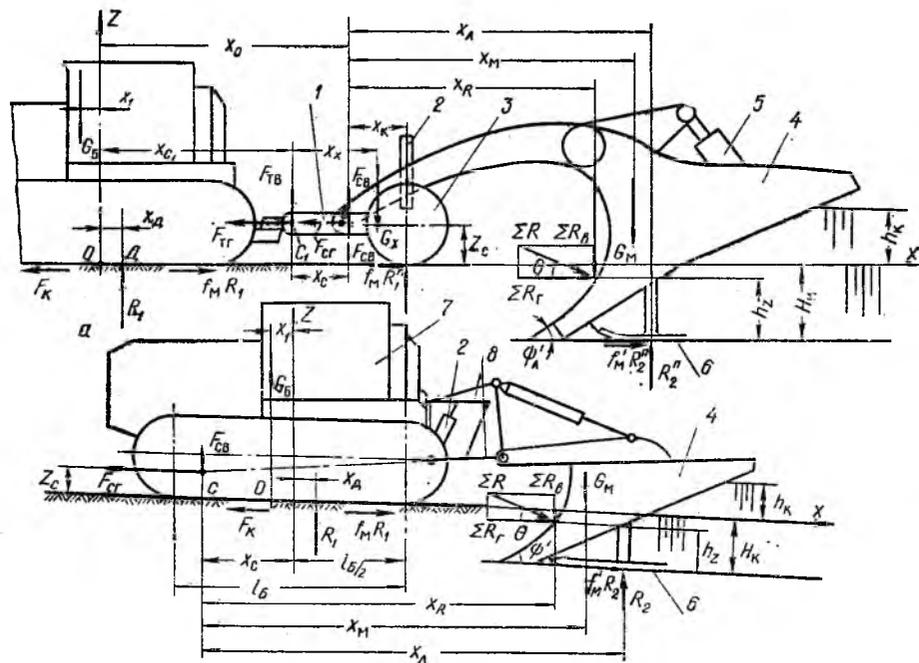


Рис. 163. Внешние силы и реакции, действующие на прицепной (а) и навесной (б) плужные каналокопатели:

1 — ходовая рама; 2 — подъемный гидроцилиндр; 3 — колесо; 4 — рабочий орган; 5 — гидроцилиндр поворота рабочего органа; 6 — лыжи; 7 — базовый трактор; 8 — рычаги навесной системы.

Координата h_z (м) точки приложения равнодействующей реакции грунта ΣR (рис. 162 и 163) по опытным данным: $h_z \approx (0,35-0,4) H_k$ для супесей и $h_z = (0,38-0,46) H_k$ для суглинков (допуская, что точка приложения лежит на направляющей кривой).

Реакции грунта на ходовое оборудование будут различными при «плавающем» положении подъемного гидроцилиндра 2 (рис. 163) или ослабленном подъемном полиспасте (рис. 18) и при «запертом» положении гидроцилиндра 2 или натянутом полиспасте, когда опорная лыжа 6 не касается дна канала.

При «плавающем» положении подъемных механизмов для прицепного каналокопателя (рис. 163, а) нормальные к поверхности составляющие реакции грунта на опорную лыжу R_2^n (кН) и колеса R_1^n (кН) определяются из уравнений равновесия рабочего органа с тяговой рамой ($\Sigma M_c = 0$) и каналокопателя ($\Sigma M_{c_1} = 0$):

$$R_2^n = \frac{\Sigma R_B x_R - \Sigma R_r (H_k + z_c - h_z) + G_M x_M}{x_l + f'_M (H_k + z_c)}; \quad (272)$$

$$R_1^n = \frac{\Sigma R_B (x_R + x_c) - \Sigma R_r (H_k + z_c - h_z) + G_M (x_M + x_c) + G_x x_x - R_2^n (x_l + x_c + f'_M H_k + f'_M z_c)}{x_k + f_M z_c + x_c}; \quad (273)$$

где ΣR_B , ΣR_r — составляющие суммарной реакции грунта на рабочий орган, кН; G_M , G_x — соответственно силы тяжести тяговой рамы с рабочим органом и ходовой рамы с колесами, кН. Для прицепных каналокопателей $G_M = (1,5-1,6)S$ (торф) и $G_M = (2,1-2,3)S$ (минеральный грунт), $G_x = (0,6-0,8)S$ (торф) и $G_x = (0,7-0,9)S$ (минеральный грунт). Для навесных каналокопателей $G_M = (1,9-2,5)S$ (торф) и $G_M = (2,2-2,5)S$ (минеральный грунт); f_M , f'_M — коэффициенты трения (табл. 32); x_i , z_i — координаты соответствующих сил (рис. 163, а), м.

Тяговая F_{Tr} (кН) и нормальная к ней F_{Tv} (кН) составляющие силы на прицепном устройстве базовой машины в точке C_1 (рис. 163, а) определяются из уравнений равновесия прицепного каналокопателя $\Sigma Z = 0$ и $\Sigma X = 0$ (кН):

$$F_{Tv} = \Sigma R_B - R_2^n - R_1^n + G_M + G_x; \quad (274)$$

$$F_{Tr} = \Sigma R_r + f_M R_1^n + f'_M R_2^n. \quad (275)$$

Можно также определить R_1^n , F_{Tr} и F_{Tv} из уравнений равновесия $\Sigma M_{c_1} = 0$, $\Sigma X = 0$ и $\Sigma Z = 0$ ходовой рамы с колесами, нагруженной составляющими реакции шарнира C , то есть F_{CB} и $F_{CB'}$, которые определяются из уравнений равновесия тяговой рамы с рабочим органом $\Sigma X = 0$ и $\Sigma Z = 0$.

При «плавающем» положении подъемных гидроцилиндров для навесного каналокопателя (рис. 163, б) из уравнения равновесия навесного оборудования относительно мгновенного центра вращения $\Sigma M_c = 0$ определяют R_2 по формуле (272), где G_M — сила тяжести рабочего органа с навесной системой, кН.

Для навесного каналокопателя (рис. 163, б) F_{CB} и $F_{CB'}$ вычисляют по формуле (45), R_1 и x_d — по формулам (48) и (47), где $R_{ов} = 0$, $R_{от} = 0$.

Для прицепного каналокопателя (рис. 163, а) R_1 и x_d из уравнений $\Sigma Z = 0$ и $\Sigma M_o = 0$ для базовой машины, нагруженной силами F_{Tr} и F_{Tv} с обратным знаком, кН [см. формулы (274) и (275)]:

$$R_1 = G_6 + F_{Tv}; \quad x_d = (F_{Tr} z_c + F_{Tv} x_{c_1} - G_6 x_1) R_1^{-1}. \quad (276)$$

При «запертом» положении подъемных гидроцилиндров в рабочем положении, когда лыжа не касается дна канала ($R_2^n = 0$) для прицеп-

ного каналокопателя R_1^n , $F_{тг}$ и $F_{тв}$ определяют по формуле (170), где $R_2^n = R_1^n$ — направление реакции и координаты по рисунку 163, а, а R_1 и x_d — по формуле (276), для навесного каналокопателя R_1 и x_d вычисляют по формулам (53) и (54) при $R_{ов}=0$, $R_{ог}=0$ и координатах, определяемых по рисунку 163, б.

Тяговый расчет. Суммарное тяговое сопротивление F' определяют по формуле (59) F'_r , $F'_{оп}$ и F'_n — по формуле (60). В формуле (59) для прицепного и навесного каналокопателей соответственно

$$F'_{ро} = \Sigma R_T \text{ и } F'_{ро} = F_{ср}. \quad (277)$$

Мощность определяют по формулам (1) — (2), (12) — (14) при $N_{ро}=0$, $N_T=0$.

Тяговый и статический расчеты проводят согласно главе 10, § 6 и 7.

Устойчивый ход каналокопателя достигается при равенстве заглубляющего момента от веса рабочего органа с тяговой или навесной рамой G_M и выглубляющего момента от реакции грунта ΣR на плужный рабочий орган рис. 163):

$$G_M x_M = \Sigma R_r (H_k + z_c - h_z) - \Sigma R_b x_R. \quad (278)$$

В связи с необходимостью прокладки каналов в различных грунтах целесообразно иметь такую систему агрегатирования, которая позволяла бы изменять положение рабочего органа в продольной вертикальной плоскости относительно тяговой рамы (для прицепного каналокопателя) или базовой машины (для навесного каналокопателя), а также угол резания ψ_d при постоянстве глубины прокладываемого канала H_k .

Если заглубляющий момент $G_M x_M$ меньше чем по условию (278), то будет самовыглубление рабочего органа до восстановления равенства (278), в противном случае — нагрузка на лыжу $R_2^n > 0$. Из условия (278) видно, что при прокладке канала устойчивый ход каналокопателя на заданной глубине в случае самовыглубления может быть достигнут догрузкой (увеличение G_M и x_M), поворотом рабочего органа гидроцилиндром 5 (рис. 163, а) по отношению к тяговой раме или базовой машине (рис. 163, б) (уменьшение ψ_d), что приведет к уменьшению ΣR_r и увеличению ΣR_b ; угол θ наклона ΣP увеличится [см. формулы (262), (269), (271)].

Проймимость и тяговое усилие базовой машины по сцеплению зависит от нагрузки на базовую машину и соотношений, определяемых формулами (75) и (76). Это может регулироваться перемещением точки С и поворотом рабочего органа гидроцилиндром 5.

Глава 17. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА МАШИН С ОТВАЛЬНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ ДЛЯ РАЗРАВНИВАНИЯ КАВАЛЬЕРОВ, ПЛАНИРОВКИ ОТКОСОВ КАНАЛОВ И ПОЛЕЙ

§ 1. Основные параметры и типы профилей отвалов

Основные параметры профиля отвала характеризуют пассивный рабочий орган и его установку на поверхности грунта в рабочем положении. К ним относятся (рис. 164): форма отвала, характеризуемая радиусом кривизны r , рабочая высота отвала $h_{ор}$, угол резания ψ , угол опрокидывания ψ_0 , центральный угол профиля отвала ϵ_0 , угол заострения ножа γ_3 . К дополнительным параметрам профиля можно отнести высоту отвала по хорде h_x и угол отклонения хорды профиля отвала от вертикальной плоскости ν , длину ножа b_n , задний угол $\theta_{зад}$.

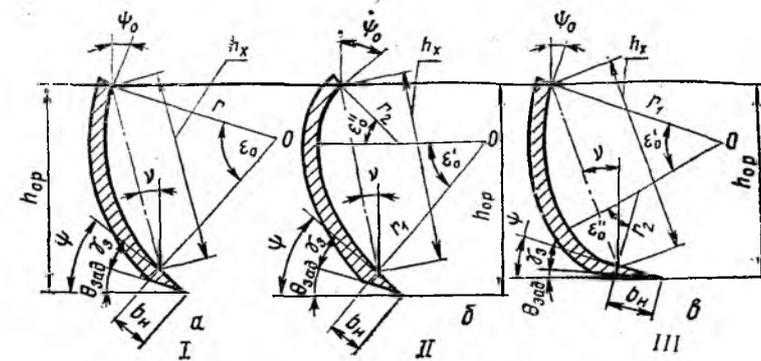


Рис. 164. Основные параметры профилей отвалов:

а — с постоянным радиусом кривизны; б, в — с переменным радиусом кривизны: с большей кривизной сверху (тип II), с большей кривизной внизу (тип III).

Типы профилей отвалов в зависимости от геометрической формы можно разделить на три группы: I, II, III (рис. 164). К I группе относятся отвалы с постоянным радиусом кривизны r , к группе II — с большей кривизной сверху, к группе III — с большей кривизной внизу.

Аналитические зависимости между основными параметрами профилей отвалов позволяют определить геометрические параметры рабочего органа в зависимости от его типа (рис. 164).

Радиус отвала с постоянной кривизной (группа I), м:

$$r = \frac{h_{ор} - b_n \sin \psi}{2 \sin [0,5(90^\circ + \psi_0 - \psi)] \cos \{\pm 0,5 [90^\circ - (\psi_0 + \psi)]\}}, \quad (279)$$

где $h_{ор}$ — рабочая высота отвала, м; b_n — ширина ножа, м; ψ — угол резания, град.; ψ_0 — угол опрокидывания, град. В формуле (279) знак (+) принимают при $\psi_0 + \psi < 90^\circ$, знак (—) при $\psi_0 + \psi > 90^\circ$.

В частном случае, когда $\psi_0 + \psi = 90^\circ$ радиус, м:

$$r = (h_{ор} - b_n \sin \psi) (2 \cos \psi)^{-1}.$$

Угол отклонения хорды профиля отвала от вертикали

$$\nu = \pm 0,5 [90^\circ - (\psi_0 + \psi)],$$

где знак (+) соответствует наклону отвала назад, знак (—) — вперед от вертикали, проходящей через режущую кромку рабочего органа.

Для отвалов с профилем переменной кривизны (группа II и III, двухцентровые) больший радиус r_1 и меньший r_2 соответственно, м:

$$r_1 = \frac{h_{ор} - b_n \sin \psi}{3 \sin \epsilon'_0 \cos \nu [2 \cos (\epsilon'_0/6)]^{-1}}, \quad r_2 = 0,5 r_1, \quad (280)$$

где ϵ'_0 — центральный угол части профиля отвала, описанной радиусом r_1 , град, для инженерных расчетов можно принимать $\epsilon'_0 = 30-55^\circ$; ν — угол отклонения хорды профиля отвала групп II и III от вертикальной плоскости соответственно, град:

$$\nu = 5/6 \epsilon'_0 + \psi - 90^\circ; \quad \nu = 7/6 \epsilon'_0 + \psi - 90^\circ.$$

Рабочая высота отвала $h_{ор}$ (м) зависит в основном от объема призмы волочения, перемещаемой отвалом, физических свойств грунта, технологического процесса, выполняемого машиной, и ограничивается

при достаточной длине рабочего органа мощностью двигателя трактора $N_{дв}$, кВт:

$$h_{ор} = (0,20 - 0,22) \sqrt[3]{N_{дв}} \quad (281)$$

Конструктивная высота отвала — высота по хорде для всех типов, м:

$$h_x = (h_{ор} - b_n \sin \psi) \cos^{-1} \nu,$$

где $h_{ор}$, b_n — в м, ν — в град.

Угол резания ψ оказывает значительное влияние на процесс резания и перемещения грунта отвалом. Наиболее эффективно отвальные рабочие органы вырезают стружку и перемещают грунт при оптимальных значениях углов резания $\psi_{опт}$. Этим углом соответствует минимальное сопротивление копанью грунта отвалом. Возрастание угла резания по сравнению с его оптимальным значением ухудшает условия движения грунта по отвалу, приводит к его заклиниванию и вызывает увеличение призмы волочения, а уменьшение угла ψ по сравнению с $\psi_{опт}$ создает застойные зоны в призме волочения, повышает деформацию грунта и сопротивление его перемещению по отвалу. Для пассивных рабочих органов в зависимости от назначения машины и профиля отвала оптимальные углы резания $\psi_{опт}$ находятся в пределах $45-85^\circ$. Для отвалов I, II и III групп угол резания соответственно равен, град:

$$\psi = 90^\circ - \epsilon_0 + \psi_0; \quad \psi = 90^\circ - 2\epsilon'_0 + \psi_0. \quad (282)$$

Центральный угол профиля отвала ϵ_0 находят из условия

$$l_{оп}/h_x = 1,05 - 1,15,$$

где $l_{оп}$ — длина дуги полного профиля отвала, м; h_x — высота отвала по хорде, м.

По этому условию для отвалов I, II и III групп ϵ_0 соответственно равно:

$$\epsilon_0 = 60 - 100^\circ \text{ и } \epsilon_0 = \epsilon'_0 + 0,5 \epsilon'_0, \quad (283)$$

где ϵ''_0 — центральный угол части профиля отвала, выполненного по радиусу r_2 , град. На практике принимают $\epsilon'_0 = \epsilon''_0$ и $\epsilon_0 = \epsilon'_0 + 1/2 \epsilon'_0 = 3/2 \epsilon'_0$.

Угол опрокидывания ψ_0 определяет направление движения грунта при сходе его с рабочей поверхности отвала. Правильно выбранный угол ψ_0 обеспечивает свободное перемещение призмы волочения без пересыпания грунта через верхнюю кромку отвала. Угол ψ_0 зависит от назначения и условий работы пассивного рабочего органа. Для отвалов I, II и III групп соответственно:

$$\psi_0 = \psi + \epsilon_0 - 90^\circ; \quad \psi_0 = \psi + 2\epsilon'_0 - 90^\circ; \quad \psi_0 = k_e \epsilon_0, \quad (284)$$

где k_e — коэффициент пропорциональности, $k_e = 0,4-0,8$.

Угол заострения (заточки) γ_3 ножа отвала (рис. 164) принимают из условия прочности и снижения износа режущей кромки отвала в пределах $\gamma_3 = 25-30^\circ$, при этом задний угол $\theta_{зад} \geq 5-7^\circ$.

§ 2. Расчет кавальероразравнивателей

Выбор основных параметров рабочего органа. Наиболее рациональной формой профиля отвала для кавальероразравнивателя являются отвалы с переменным и постоянным радиусом кривизны (группы II и I); при хорошем качестве разравнивания первый из них менее энергоемок, второй более прост в изготовлении. Наибольшей энергоемкостью обладает отвал III группы.

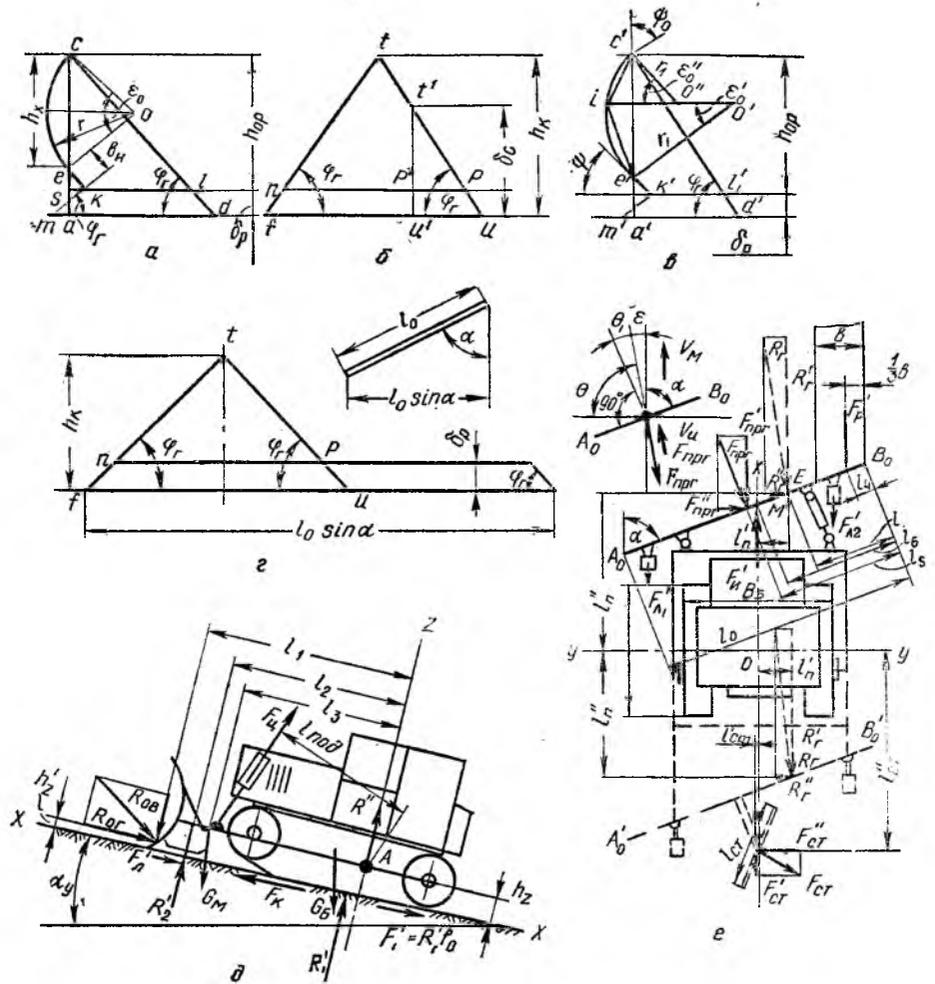


Рис. 165. Схемы к расчету кавальероразравнивателей:

a — схема поперечного сечения призмы волочения, перемещаемой отвалом с профилем постоянной кривизны (группа I); б — схема поперечного сечения кавальера; в — схема поперечного сечения призмы волочения, перемещаемой отвалом с профилем переменной кривизны (группа II); г — схема к определению длины отвала кавальероразравнивателя; д — схема сил, действующих на кавальероразравниватель в вертикальной плоскости; е — схема сил, действующих на кавальероразравниватель в горизонтальной плоскости.

Рабочую высоту отвала определяют в зависимости от мощности двигателя трактора по формуле (281). Для разравнивания кавальера за один проход, исходя из условия равенства площадей поперечных сечений разравниваемой части кавальера ntr и призмы волочения $tkesd$ (рис. 165, а, б) с учетом разрыхления и сгущивания грунта рабочая высота отвала I группы, м:

$$h_{ор} \geq \sqrt{[2k_p k_{сг} (h_k - \delta_p)^2 \operatorname{ctg} \varphi_r - r^2 (\pi \epsilon_0 / 180^\circ - \sin \epsilon_0)] \operatorname{ctg}^{-1} \varphi_r - \delta_p}, \quad (285)$$

где k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 32); $k_{сг}$ — коэффициент сгущивания грунта, $k_{сг} = 1,4-1,8$ для оптимальных углов захвата $\alpha_{опт} = 30-45^\circ$ (большие значения соответствуют большему $\alpha_{опт}$); h_k — высота кавальера, м; φ_r — угол естественного откоса кавальера, град. (табл. 32); r — радиус профиля отвала, м, вычисляются по формуле (279); ϵ_0 — центральный угол профиля отвала, град. Для отвалов I группы $\epsilon_0 = 60-100^\circ$; δ_p — толщина отсылаемого (разравниваемого) слоя грунта, м, $\delta_p = 0,1-0,5$ м,

Для перемещения кавальера за один проход, исходя из условия равенства площадей поперечных сечений кавальера ftu и призмы волочения $kecl$ (рис. 165, а, б), рабочую высоту отвала I группы находят по формуле (285) при $\delta_p = 0$.

Толщину слоя грунта δ_c (рис. 165, б), которую рабочий орган машины может вырезать и переместить за один проход, определяют из условия равенства площадей поперечных сечений разравниваемой за один проход части кавальера $p'u'p$ и призмы волочения $mkesd$ (рис. 165, а, б). При разравнивании грунта отвалом I группы, м:

$$\delta_c \cong \sqrt{[(h_{op} + \delta_p)^2 \operatorname{ctg} \varphi_r + r^2 (\pi \varepsilon_0 / 180^\circ - \sin \varepsilon_0)] (k_{cr} k_p \operatorname{ctg} \varphi_r)^{-1}}. \quad (286)$$

При перемещении кавальера отвалом I группы за несколько проходов, из условия равенства поперечных сечений перемещаемой за один проход части кавальера $ut'u'$ и призмы волочения $kecl$ (рис. 165, а, б) толщину слоя грунта δ_c (м) вычисляют по формуле (286) при $\delta_p = 0$. Для отвалов II группы (рис. 165, в) принимают центральный угол $\varepsilon'_0 = \varepsilon_0$, $r_1 = 2r_2$ и приближенно площадь части призмы грунта, ограниченной профилем отвала и хордой $e'c'$, приравнивают к площади $\Delta e'i'o'$. Тогда аналогично формулам (285) и (286) рабочая высота отвала для разравнивания кавальеров за один проход, м:

$$h_{op} \geq \sqrt{\frac{[2k_p k_{cr} (h_k - \delta_p)^2 \operatorname{ctg} \varphi_r - r_1^2 \sin^2 \varepsilon'_0 0,5 \cos(\psi + \varepsilon'_0/2) \times \times [2 \sin(\psi + \varepsilon'_0/2) + \cos(\psi_0 - \varepsilon'_0/2)]] \operatorname{ctg}^{-1} \varphi_r - \delta_p}{(k_{cr} k_p \operatorname{ctg} \varphi_r)^{-1}}}. \quad (287)$$

рабочую высоту отвала для перемещения кавальера за один проход (м) определяют по формуле (287) при $\delta_p = 0$; толщина слоя грунта для разравнивания кавальера за несколько проходов, м:

$$\delta_c \cong \sqrt{\frac{[(h_{op} + \delta_p)^2 \operatorname{ctg} \varphi_r + r_1^2 \sin^2 \varepsilon'_0/2 \cos(\psi + \varepsilon'_0/2) [2 \sin(\psi + \varepsilon'_0/2) + \cos(\psi_0 - \varepsilon'_0/2)]] (k_{cr} k_p \operatorname{ctg} \varphi_r)^{-1}}{}};$$

толщину слоя грунта для перемещения кавальера за несколько проходов определяют по формуле (287) при $\delta_p = 0$.

Эффективная работа отвала кавальероразравнивателя в значительной мере определяется выбором углов установки отвала: угла опрокидывания ψ_0 , угла резания ψ и угла захвата α .

Угол опрокидывания ψ_0 вычисляют по формулам (284). Коэффициент k_e принимают 0,6—0,8. Для увеличения объема призмы волочения на верхнюю часть отвалов устанавливают козырьки под углом от 0 до ψ_0° к вертикали.

Углы резания ψ рассчитывают для отвалов I и II групп по формулам (282). Углы ψ должны находиться в оптимальных пределах: для минеральных грунтов $\psi_{opt} = 45-70^\circ$, для торфяников $\psi_{opt} = 50-75^\circ$.

Таблица 35. Оптимальные углы установки отвала кавальероразравнивателя

Грунты	r/r_1					
	0,6/0,3	0,5/0,25	0,4/0,2	0,6/—	0,4/—	0,3/—
Торфяные						
ψ_{opt}	65—70	60—65	50—55	70—75	60—65	50—55
α_{opt}	38—48	38—45	32—42	37—45	33—42	32—40
Минеральные						
ψ_{opt}	60—65	55—60	45—50	65—70	60—65	50—55
α_{opt}	44—55	40—50	35—47	42—52	40—50	35—45

(табл. 35). В случае несоответствия ψ пределам оптимальных углов резания ψ_{opt} меняют величины углов ε_0 и ψ_0 в рекомендуемых выше пределах.

Угол захвата отвала α в рабочем положении выбирают в оптимальных пределах углов захвата α_{opt} соответствующих минимальному удельному сопротивлению грунта разравниванию (табл. 35). Для минеральных грунтов $\alpha_{opt} = 35-50^\circ$, для торфяников $\alpha_{opt} = 30-45^\circ$. Для всех групп отвалов с увеличением угла захвата возрастают сопротивление перемещению рабочего органа и коэффициент сгущивания k_{cr} особенно интенсивно, начиная с $\alpha = 40-50^\circ$ и выше, а при углах $60-70^\circ$ образуются застойные зоны впереди отвала, интенсивность перемещения грунта призмы волочения вдоль отвала резко падает или перемещение прекращается. Максимальное значение угла захвата, при котором еще будет происходить скольжение грунта по отвалу, составляет $\alpha_{max} = 90^\circ - \varphi$.

Длина отвала l_0 (м) при заданной марке трактора зависит от мощности двигателя трактора $N_{дв}$, кВт:

$$l_0 = (0,885 - 0,997) \sqrt[3]{N_{дв}}. \quad (288)$$

При разравнивании кавальера за один или несколько проходов длина рабочего органа, м:

$$l_0 \geq [(k_p k_k^2 + \delta_p^2) \operatorname{ctg} \varphi_r] (\delta_p \sin \alpha z_{np})^{-1}, \quad (289)$$

где k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 32); h_k — высота кавальера, м; δ_p — толщина разравниваемого слоя, м, $\delta_p = 0,1-0,5$ м; φ_r — угол естественного откоса кавальера, град; α — угол захвата отвала, град; z_{np} — число проходов, $z_{np} = 1-5$.

Длина отвала l_0 в рабочем положении (м) должна обеспечивать ширину захвата b_3 (м) несколько большую, чем ширина гусеничного хода $b_{тр}$, м:

$$b_3 = l_0 \sin \alpha \geq b_{тр} + 0,6.$$

При этом минимальное расстояние от переднего конца отвала до края опорной поверхности ближней гусеницы должно быть не менее 0,5 м, от заднего — не менее 0,1 м.

Тяговый расчет и определение мощности. Суммарное тяговое сопротивление F' вычисляют по формуле (59), сопротивление передвижению кавальероразравнивателя (кН) — по формуле (60) при $\alpha_y \leq 10^\circ$ и по формуле (61) при $\alpha_y > 10^\circ$:

$$R'_1 = G_B \cos \alpha_y \pm R'_A, \quad (290)$$

где R'_A — вертикальная составляющая реакции навесного оборудования на трактор в точке его крепления A , знак (—) принимают при противоположном направлении реакции R'_A и сил $(G_0 + G_M) \cos \alpha_y$ и (+) при одинаковом:

$$R'_A = R_{ов} + G_M \cos \alpha_y - R'_2, \quad (291)$$

где $R_{ов}$ — вертикальная составляющая равнодействующей сил копания грунта отвалом [см. формулу (38)]; G_B , G_M — вес базовой машины и навесного оборудования; R'_2 — нормальная составляющая реакции грунта (опорных давлений) на лыжу (рис. 165, д). Из условия равновесия $\Sigma M_A = 0$, кН:

$$R'_2 = [R_{ов} l_1 + G_M \cos \alpha_y l_3 + R_{ог} (h_z - h'_z)] (l_2 - f'_m h_z)^{-1},$$

где l_1 , l_2 , l_3 — плечи действующих сил, м; h_z — высота расположения точки крепления рамы навесного оборудования к трактору, м; h'_z — расстояние от грунтовой поверхности до точки приложения к отвалу равнодействующей сил копания грунта рабочим органом кавальероразравнивателя; $h'_z \cong h_{op}/3$. При работе кавальероразравнивателя без лыж $R'_2 = 0$.

$$R'_1 = R_{ов} + (G_0 + G_M) \cos \alpha_y. \quad (292)$$

Сопротивление перемещению рабочего органа и лыж соответственно:

$$F'_{оп} = F'_л \cong R'_2 f'_м, F'_{рo} = R'_{ор} = F'_р + F'_{пр}, \quad (293)$$

где $f'_м$ — выбирают по таблице 32. $F'_р, F'_{пр}$ — соответственно сопротивления от резания грунта и передвижения призмы волочения, кН. Горизонтальную составляющую сопротивления отвала $R'_{ор}$ можно определять также по формуле (36).

Сопротивление разравниванию, кН:

$$F'_р = 10^3 k_{отв} k_o S'_к = 10^3 k_{отв} k_o b \delta^x (x+1)^{-1}, \quad (294)$$

где $k_{отв}$ — коэффициент, учитывающий конструктивные особенности отвала (угол резания, радиус кривизны). Значения коэффициента $k_{отв}$ приведены в таблице 36; k_o — коэффициент удельного сопротивления грунта разравниванию, $k_o = 0,01-0,02$ МПа для торфяного и $k_o = 0,07-0,17$ МПа для минерального грунтов; $S'_к$ — площадь поперечного сечения вырезаемой части кавальера, м²:

$$S'_к = [P_o (l_y v_p^{-1} + t_{пов})] (3,6 \cdot 10^3 l_y k_b)^{-1},$$

где P_o — заданная эксплуатационная производительность кавальера, м³/ч; l_y — длина рабочего участка, м; $t_{пов}$ — время подъема, опускания рабочего органа, переключения передач и поворота машины, с, $t_{пов} = 10-20$ с; k_b — коэффициент использования рабочего времени, $k_b = 0,8-0,9$; v_p — расчетная рабочая скорость машины, м/с, $v_p = 0,55-1,1$ м/с.

При разравнивании кавальера с одной стороны канала челночным способом:

$$S'_к = [P_o (l_y v_x^{-1} + l_y v_x^{-1} + 2t_{пов})] (3,6 \cdot 10^3 l_y k_b)^{-1},$$

где v_x — скорость холостого хода машины, $v_x = 1,1-1,4$ м/с. Если P_o неизвестно, $S'_к$ определяется в зависимости от геометрии, сечения вырезаемого пласта: для треугольного $S'_к = b \delta^x (x+1)^{-1}$, для прямоугольного $S'_к = b \delta$ (b — ширина вырезаемого пласта, м; δ — глубина резания, м, δ от δ_c до δ_k , рис. 165, б); x — показатель степени, для минеральных грунтов $x = 0,7-1$, для торфяных $x = 1-1,2$.

Сопротивление перемещению призмы волочения:

$$F'_{пр} = G_{пр} f_r \cos \varepsilon = G_{пр} f_r \sin \theta = 10^{-3} l_o S'_к k_{сгр} \gamma_r f_r \sin (\alpha + \theta_1), \quad (295)$$

где $G_{пр}$ — вес призмы волочения, кН; f_r — коэффициент трения грунта по грунту (табл. 32); ε — угол между направлением движения отвала и направлением движения грунта, $\varepsilon = 90^\circ - \theta$ (θ — угол отклонения направления перемещения грунта от нормали к направлению движения рабочего органа, град. (рис. 165, е), $\theta = \alpha + \theta_1$; α — угол захвата, град. Для кавальера с передним расположением отвала $\alpha = 40-50^\circ$, с задним $\alpha = 35-40^\circ$; θ_1 — угол отклонения направления перемещения грунта от нормали к линии режущей кромки отвала (рис. 165, е):

$$\theta_1 = \arcsin \left\{ \left[f \sqrt{G_{пр}^2 f_r^2 (1 + f^2)} - (F'_р \cos \alpha)^2 - F'_р \cos \alpha \right] [G_{пр} f_r (1 + f^2)]^{-1} \right\};$$

при разравнивании разрыхленного грунта:

$$\theta_1 = \arcsin [f (\sqrt{1 + f^2})^{-1}] = \varphi;$$

$k_{сгр}$ — коэффициент сгруживания $k_{сгр} = 1,4-1,8$; γ_r — по табл. 32; φ — угол трения грунта о поверхность отвала, град; l_o — длина отвала, м [см. формулу (289)].

Таблица 36. Значения коэффициента $k_{отв}$

$r_1, r_2, м$	Угол резания φ , град.						
	45	50	55	60	65	70	75
Торфяной грунт							
0,6; 0,3	1,24	1,2	1,18	1,15	1,12	1,12	1,17
0,5; 0,25	1,22	1,22	1,2	1,19	1,19	—	—
0,4; 0,2	1,26	1,23	1,23	1,28	—	—	—
Минеральный грунт							
0,6; 0,3	—	0,8	0,87	0,96	1,03	1,1	1,15
0,5; 0,25	0,83	0,92	1,0	1,1	1,19	1,27	—
0,4; 0,2	1,09	1,15	1,23	1,3	1,36	—	—

Сопротивление сил инерции $F'_и$ (кН) вычисляют по формуле (63). Условие движения кавальера проверяют по формуле (65).

Мощность двигателя кавальера вычисляют по формулам (1) (при $N_{рo} = 0, N_T = 0$), (2) и (12) — (15).

Мощность на подъем рабочего оборудования N_d , кВт:

$$N_d = F'_и v_{шт} \eta_{под}^{-1}, \quad (296)$$

где $v_{шт}$ — скорость движения штоков гидроцилиндров подъема рамы, м/с, $v_{шт} = 0,07-0,1$ м/с; $\eta_{под}$ — к.п.д. механизма подъема рабочего оборудования, $\eta_{под} = 0,7-0,75$

Усилие в штоках гидроцилиндров подъема рамы, кН (рис. 165, д):

$$F'_и \cong [R'_{ор} (h_z - h'_z) + R'_{ов} l_1 + G'_м l_3 \cos \alpha_y] l_{под}^{-1},$$

где $l_{под}$ — высота подъема, м.

Усилия, действующие на рабочий орган в горизонтальной плоскости, и условия устойчивости хода машины (рис. 165, е). На рабочий орган в горизонтальной плоскости действуют реакции, кН: $F'_р, F'_и, F'_л = F'_л + F'_л$ [см. формулы (63), (293), (294)] и $F'_{пр} = G_{пр} f_r = V_{пр} \gamma_r f_r$, где $G_{пр}$ — вес призмы волочения, кН; f_r, γ_r — в кН/м³ (табл. 32); $V_{пр}$ — объем призмы волочения, м³, $V_{пр} = l_o S'_к k_{сгр}$ (l_o — длина отвала, м; $S'_к$ — в м²; $k_{сгр} = 1,4-1,8$).

Составляющие $F'_{пр}$ будут $F'_{пр} = F'_{пр} \cos \varepsilon$ [см. формулу (295)] и $F'_{пр} = F'_{пр} \operatorname{tg} \varepsilon$; $F'_л = F'_{л_1} + F'_{л_2}$, где $F'_{л_1}$ и $F'_{л_2}$ — силы трения о грунт соответственно левой и правой лыж, $F'_{л_1} = F'_{л_2} = 0,5 F'_л$.

Приближенно действующие силы расположены (рис. 165, е): $F'_р$ — по длине отвала от его конца (точка B_o) на расстоянии $l_4 = b(3 \sin \alpha)^{-1}$ (b — ширина вырезаемого сечения кавальера, м; α — угол захвата, град); $F'_{пр}$ — на расстоянии $l_5 = 0,5 l_o$ от переднего края отвала; $F'_и$ — в точке M пересечения продольной оси трактора $x-x$ с линией отвала A_o-B_o на расстоянии l_6 от переднего края рабочего органа. Составляющие равнодействующей $R'_г$:

$$R'_г = F'_р + F'_{пр} + F'_л - F'_и \text{ и } R'_г = F'_{пр}.$$

Из равенства суммы моментов ΣM_{B_o} , действующих на отвал сил $F'_р, F'_{пр}, F'_{и}, F'_л = F'_{л_1} + F'_{л_2}$, сумме моментов составляющих равнодействующей $R'_г$ находим расстояние l (м) точки приложения E равнодействующей $R'_г$ к отвалу от его переднего конца (точка B_o , рис. 165, е):

$$l = \frac{F'_р l_4 + F'_{пр} l_5 (1 + \operatorname{ctg} \theta \operatorname{ctg} \alpha) - F'_и l_6 + F'_л 0,5 l_o}{F'_р + F'_{пр} (1 + \operatorname{ctg} \theta \operatorname{ctg} \alpha) - F'_и + F'_л},$$

где $l_4 = b(3 \sin \alpha)^{-1}$ (здесь b — ширина основания, вырезаемого сечения кавальера при разравнивании кавальера за один проход $b = \sqrt{4 S'_к \operatorname{tg}^{-1} \varphi}$, за несколько проходов $b = \sqrt{2 S'_к \operatorname{tg}^{-1} \varphi}$; α — в град); l_6 — расстояние точки M пересечения продольной оси трактора $x-x$ с линией отвала $A_o B_o$ от его переднего края (точка B_o), м.

Линия действия силы $R'_г$ смещена относительно центра поворота трактора (точка O , рис. 165, е), что создает поворачивающий момент в сторону переднего края отвала. Устойчивость движения машины в горизонтальной плоскости оценивается коэффициентом запаса устойчивости:

$$k_y^r = M_{уд} / M_{пов} \geq 1,4-1,5,$$

где $M_{уд}$ — удерживающий момент, вычисляемый по формуле (85); $M_{пов}$ — поворачивающий момент рабочего оборудования, кН·м. (рис. 165, е). Для машины с передней

навеской $M_{пов} = R'_r l'_r + R''_r l''_r$, с задней навеской $M_{пов} = R'_r l'_r - R''_r l''_r$, где l'_r и l''_r — плечи действия сил R'_r и R''_r , м. Для машин с задним отвалом при прочих равных условиях $M_{пов}$ всегда меньше, чем для кавальероразравнивателей с передним отвалом, и движение более устойчиво.

k'_y уменьшается с уменьшением угла захвата α для переднего отвала и возрастает для заднего (линия отвала $A'_0 - B'_0$, рис. 165, е). Для кавальероразравнивателя с задним отвалом наиболее устойчивый ход трактора при $\alpha = 30-40^\circ$, с передним — при $\alpha = 40-50^\circ$.

Для повышения горизонтальной устойчивости машин с отвальными рабочими органами в условиях действия значительных боковых нагрузок применяют стабилизирующие устройства (плоские ножи упора). Нож стабилизатора погружают в грунт с наклоном в сторону действия поворачивающего момента на угол $10-12^\circ$ так, чтобы не было выпирания грунта, и устанавливают под углом $4-5^\circ$ к направлению движения машины в сторону, противоположную направлению поворачивающего момента. Коэффициент устойчивости машин со стабилизирующим устройством определяют по формуле:

$$k'_y = (M_{уд} + M_{ст}) M_{пов}^{-1} \geq 1,4 - 1,5, \quad (297)$$

где $M_{ст}$ — удерживающий момент стабилизатора, кН·м,

$$M_{ст} = F''_{ст} l'_{ст} + F'_{ст} l''_{ст}, \quad (298)$$

где $F''_{ст}$ — боковая составляющая равнодействующей сил, действующих на стабилизатор хода, кН; $F'_{ст}$ — тяговая составляющая равнодействующей сил, действующих на стабилизирующее устройство, кН. Без учета сил резания (они незначительны):

$$\left. \begin{aligned} F''_{ст} &\cong 0,5 k_{см} l_{ст} h_{ст} \delta_c (\sin \alpha_{ст} + f \cos \alpha_{ст}), \\ F'_{ст} &= [0,5 k_{см} l_{ст} h_{ст} \delta_c (\sin \alpha_{ст} + f \cos \alpha_{ст})] \operatorname{tg}^{-1} (\alpha_{ст} + \varphi), \end{aligned} \right\} \quad (299)$$

где $k_{см}$ — коэффициент объемного смятия, кН/м³, $k_{см} = 3 \cdot 10^3 - 13 \cdot 10^3$ кН/м³ для минеральных и $k_{см} = 1 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^3$ кН/м³ для торфяно-болотных грунтов; $l_{ст}$ — длина рабочей поверхности ножа стабилизатора, м; $h_{ст}$ — глубина погружения ножа стабилизатора в грунт, м, $h_{ст} = 0,1 - 0,15$ м; δ_c — деформация стенки прорези ножом стабилизирующего устройства, м, $\delta_c = 0,005 - 0,02$ м; f — коэффициент трения грунта по стали (см. табл. 32); $\alpha_{ст}$ — угол захвата ножа стабилизатора, град; $l'_{ст}$ и $l''_{ст}$ — плечи действия соответственно сил $F''_{ст}$ и $F'_{ст}$; φ — угол внутреннего трения грунта по стали, град., $\varphi = \operatorname{arctg} f$; при $\alpha_{ст} = 1-6^\circ$, $F''_{ст} = (2-2,5) F'_{ст}$; силы $F''_{ст}$ и $F'_{ст}$ прикладываются в геометрическом центре тяжести погруженной в грунт части ножа стабилизатора хода. На слабых грунтах следует отдавать предпочтение черенковым ножам, на плотных могут применяться также дисковые.

Методика статического расчета в вертикальных плоскостях при действии сил, показанных на рисунке 165, д, и определение проходимости кавальероразравнивателей приведены в главе 10 § 7.

§ 3. Расчет откосопланировщиков

Выбор основных параметров. Для откосопланировщиков, работающих с подъемом грунта вверх по откосу, рекомендуются отвалы I группы (рис. 164, а).

Рабочая высота отвала (рис. 166, а), м:

$$h_{ор} = h_y + b_n \sin \psi; \quad h_y = h_x \cos (\alpha_{к1} - \nu),$$

где h_y — высота установки отвала, м; $\alpha_{к1} = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \alpha_{к} \cos \alpha)$; $\alpha_{к}$ — угол наклона откоса к горизонту; ν — угол отклонения хорды отвала от ее проекции на вертикальную плоскость, проходящую через режущую кромку рабочего органа, $\nu = 90^\circ + \alpha_{к1} - (0,5\epsilon_0 + \varphi)$; h_x — высота отвала по хорде, м. Определяется из условия равенства объема призмы грунта, удерживаемой отвалом V_0 (м³), и объема грунта V_p (м³), вырезаемого

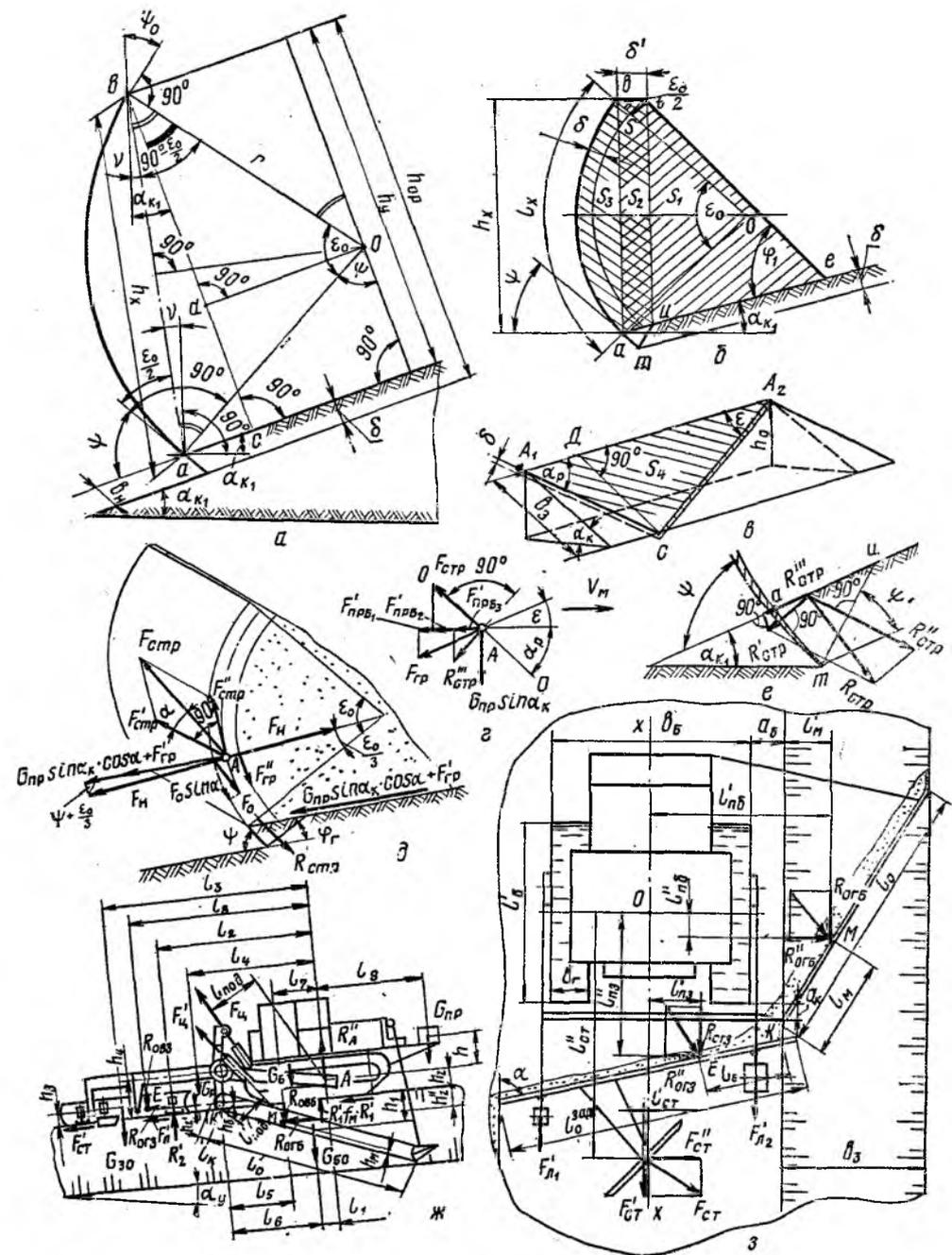


Рис. 166. Схемы к расчету откосопланировщиков:

а — основные параметры профиля отвала и его установки на откосе; б — схема поперечного сечения призмы волочения бокового отвала, вырезаемого боковым отвалом; в — схема к определению объема грунта, вырезаемого боковым отвалом; г — схема к определению тяговых составляющих сопротивления перемещению призмы волочения; д — схема сил, действующих на стружку грунта, перемещающуюся под призмой волочения; е — схема к определению в плоскости откоса составляющей $R_{стр}$ сопротивления перемещению стружки грунта под призмой волочения; ж — схема сил, действующих на откосопланировщик в продольной вертикальной плоскости; з — схема сил, действующих на откосопланировщик в горизонтальной плоскости.

го отвалом при работе с расчетным углом захвата α_p . $V_o = l_o(S_1 + S_2 + S_3)$, где l_o — длина отвала, м; S_1, S_2, S_3 — части площади поперечного сечения призмы волочения грунта (рис. 166, б), м²; S_1 — площадь Δute ; S_2 — площадь фигуры $abtu$, S_3 — площадь сегмента, ограниченного дугой ab . Принимая, что $S_2 + S_3 \cong 2S_2$, и выражая угол φ через φ — угол естественного откоса грунта (табл. 32), получим, м³:

$$V_o = V_p = 0,5 h_x^2 \cos \varphi \cos \alpha_{k_1} l_o \cos^{-1} \alpha_{k_3} \sin^{-1} (\alpha_{k_3} + \varphi) + 2h_x \delta l_o \cos^{-1} \varepsilon_o / 2 = S_4 \delta = 0,5 k_p l_o^2 \sin (\alpha_p + \varepsilon) \sin \alpha_p \delta \sin^{-1} \varepsilon; \quad (300)$$

откуда

$$h_x = \frac{x k_p l_o \sin (\alpha_p + \varepsilon) \sin \alpha_p \cos \alpha_{k_3} \sin (\alpha_{k_3} + \varphi) \cos \varepsilon_o / 2}{\sin \varepsilon [\cos \varphi \cos \alpha_{k_1} \cos \varepsilon_o / 2 + 4x \cos \alpha_{k_3} \sin (\alpha_{k_3} + \varphi)]}$$

где ε — угол между направлением движения отвала и направлением движения грунта, $\varepsilon \cong 31^\circ - 0,28\alpha - 0,39\alpha_k$ (при $\alpha = 20-70^\circ$ и $\alpha_k = 18-45^\circ$); h_x, l_o, δ — в м; S_4 — площадь $\Delta A_1 A_2 C$, м² (рис. 166, в); δ — толщина вырезаемого слоя грунта, м; k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 32); $\alpha_{k_1}, \alpha_{k_2}, \alpha_{k_3}$ — углы, взятые в разных сечениях, определяют установку бокового отвала на откосе: $\alpha_{k_1} = \text{arctg} (\text{tg} \alpha_k \text{Cos} \alpha)$; $\alpha_{k_2} = \text{arcsin} (\sin \alpha_k \sin \alpha)$; $\alpha_{k_3} = \text{arcsin} (\sin \alpha_k \cos \alpha)$; ε_o — центральный угол отвала определяют по формуле (283) для отвалов II и III группы, $\varepsilon_o = 60-100^\circ$ для отвала I группы; x — отношение толщины вырезаемой стружки δ к высоте отвала по хорде h_x , $x = \delta h_x^{-1} = 0,05-0,08$.

Длина бокового отвала, м:

$$l_o = h_o (\sin \alpha_k \sin \alpha_p)^{-1}, \quad (301)$$

где h_o — высота откоса, м; α_k — угол наклона откоса канала, град; α_p — расчетный угол захвата отвала, град. На связных минеральных грунтах и откосах при $\text{ctg} \alpha_k = 1:1; 1:1,5; 1:2; 1:3$ соответственно равен 20, 25, 30, 36° .

Угол резания ψ для $\text{ctg} \alpha_k = 3; 1,5; 1$ соответственно $\psi_{\text{опт}} = -0,12\alpha + 67^\circ$; $\psi_{\text{опт}} = -0,25\alpha + 76^\circ$; $\psi_{\text{опт}} = -0,40\alpha + 94^\circ$, где α — угол захвата, град. Угол опрокидывания ψ_o (град) находят по формуле (284), коэффициент $k_e = 0,6-0,8$.

Тяговый расчет и определение мощности. Суммарное тяговое сопротивление F' определяют по формуле (59) при $N_{\text{po}} = 0$ и $N_{\text{т}} = 0$. Сопротивление передвигению откосопланировщика F'_r по формулам (60) при $\alpha_y \leq 10^\circ$ и (61) при $\alpha_y > 10^\circ$. Причем $G_m = (0,25-0,5) G_b$, большее значение принимают при двух отвалах (боковом и заднем), меньшее при одном боковом. Входящие в указанные формулы величины определяются ниже.

Нормальную реакцию грунта на трактор R'_1 (рис. 166, ж) находят по формуле (290), а нормальную к поверхности составляющую реакции навесного оборудования на трактор в точке его крепления $A R'_A$ по формуле (291), где $R_{\text{ов}}$ — вертикальная составляющая сил копания грунта отвалами откосопланировщика, кН, $R_{\text{ов}} = R_{\text{овб}} + R_{\text{овз}}$ ($R_{\text{овб}}$ и $R_{\text{овз}}$ — соответственно нормальные к опорной поверхности составляющие сил копания грунта боковым и задним отвалами, кН):

$$R_{\text{овб}} \cong (0,4 - 0,6) R_{\text{огб}} \text{ и } R_{\text{овз}} \cong (0,2 - 0,3) R_{\text{огз}}, \quad (302)$$

где $R_{\text{огб}}$ и $R_{\text{огз}}$ — составляющие сил копания грунта боковым и задним отвалами, параллельные поверхности грунта, кН [см. формулу (304)].

Нормальная составляющая реакции грунта (опорных давлений) на лыжу (рис. 166, ж) из уравнения $\Sigma M_A = 0$:

$$R'_2 \cong \{R_{\text{овб}} l_7 + R_{\text{овз}} l_8 - R_{\text{огб}} (h_z + h'_z) - R_{\text{огз}} (h_z - h'_z) + (G_{b0} l_1 + G_p l_4 + G_{z0} l_3) \cos \alpha_y - [G_{b0} (h_1 + h_2) - G_p h_4 + G_{z0} h_3] \sin \alpha_y - F'_{\text{ст}} h_z\} (l_2 + f'_m h_z)^{-1}, \quad (303)$$

где все силы в кН, плечи в м; G_{b0}, G_{z0}, G_p — соответственно силы тяжести бокового и заднего отвалов, рамы, кН, $G_{b0} \cong 10\% G_b$; $G_{z0} \cong 10\% G_b$; $G_p = 20\% G_b$; G_b — сила тяжести трактора; $F'_{\text{ст}}$ — тяговая составляющая реакции стабилизатора [см. формулу (299)];

α_y — угол продольного уклона, град; h_z — высота расположения точки крепления рамы навесного оборудования к трактору, м; h'_z, h''_z — расстояния от грунтовой поверхности до точки приложения к отвалу равнодействующих сил копания грунта соответственно к заднему и боковому отвалам откосопланировщика, м, $h'_z \cong 0,3h_{\text{ог}}$, $h''_z = (l_o/3 \sin \alpha \sin \alpha_k - h_{\text{ог}}) / \sin \alpha$; l_1-l_9 — плечи сил (рис. 166, ж); $F'_{\text{оп}} = F'_{\text{л}}$ определяют по формуле (293), $F'_{\text{л}} = F'_{\text{л1}} + F'_{\text{л2}}$ (рис. 166, ж)

$$F'_{\text{po}} = R_{\text{огб}} + R_{\text{огз}} = F'_p + F'_{\text{пр}} = F'_{\text{рб}} + F'_{\text{прб}} + F'_{\text{рз}} + F'_{\text{прз}}, \quad (304)$$

где индексы б и з соответственно для бокового и заднего отвалов (кН), обозначения смотри формулу (293).

$$F'_{\text{рб}} = 10^{0,7} C_{\text{уд}} \delta^{1,35} (1 + 2,6 l_o) (1 + 0,01 \psi_{\text{опт}}) \sin \alpha,$$

где $C_{\text{уд}}$ — число ударов плотномер ДорНИИ (табл. 32); δ — толщина вырезаемой стружки при чистовом проходе, $\delta = 0,03-0,05$ м; l_o — длина отвала, м [см. формулу (301)]; $\psi_{\text{опт}}$ — оптимальный угол резания, град. $F'_{\text{рз}} = 0$.

$$F'_{\text{прб}} = F'_{\text{прб1}} + F'_{\text{прб2}} + F'_{\text{прб3}},$$

где $F'_{\text{прб1}}$ — тяговое сопротивление перемещению боковым отвалом призмы волочения грунта по поверхности откоса, кН (рис. 166, з):

$$F'_{\text{прб1}} = F_{\text{гр}} \cos \varepsilon = (k'_{\text{пр}} + 1) G_{\text{пр}} f_{\text{г}} \cos \alpha_k \cos \varepsilon = 10^{-3} (k'_{\text{пр}} + 1) V_{\text{пр}} \gamma_{\text{г}} f_{\text{г}} \cos \alpha_k \cos \varepsilon,$$

где $F_{\text{гр}}$ — сопротивление грунта по направлению его перемещения; $k'_{\text{пр}}$ — коэффициент влияния призмы волочения. На откосах с заложением 1:3, 1:2, 1:1,5; 1:1 соответственно $k'_{\text{пр}} = 0,05-0,15; 0,15-0,3; 0,3-0,6; 0,6-1$; $G_{\text{пр}}$ — вес грунта призмы волочения, кН; $V_{\text{пр}}$ — объем призмы волочения, м³, $V_{\text{пр}} = V_o$ [см. формулу (300)] при $k_p = 1$; $\gamma_{\text{г}}$ — удельный вес грунта, Н/м³ (табл. 32); $f_{\text{г}}$ — определяют по таблице 32; α_k — в град; $F'_{\text{прб2}}$ — тяговое сопротивление перемещению грунта призмы волочения вдоль по отвалу, кН (рис. 166, з):

$$F'_{\text{прб2}} = F'_{\text{стр}} \cos \varepsilon = F_{\text{стр}} \cos \alpha_p \cos \varepsilon,$$

где $F'_{\text{стр}}$ — составляющая силы трения стружки грунта $F_{\text{стр}}$ по поверхности отвала, направленная вдоль рабочего органа, кН:

$$F'_{\text{стр}} = F_n f = (G_{\text{пр}} \sin \alpha_k \cos \alpha_p + F'_{\text{гр}}) \sin (\psi + \varepsilon_o / 3) f,$$

где F_n — нормальное усилие грунта призмы волочения, действующее на его поверхность в центре давления (точка А) на дуге с углом $\varepsilon_o/3$ (рис. 166, д), кН; f — находят по таблице (32); $F'_{\text{гр}}$ — составляющая силы трения $F_{\text{гр}}$ призмы волочения о поверхность откоса, направленная перпендикулярно к режущей кромке отвала, кН:

$$F_n = G_{\text{пр}} [(k'_{\text{пр}} + 1) \cos \alpha_k f_{\text{г}} \sin (\alpha_p + \varepsilon) + \sin \alpha_k \cos \alpha_p] \sin (\psi + \varepsilon_o / 3);$$

$$F'_{\text{гр}} = F_{\text{гр}} \sin (\alpha_p + \varepsilon) = (k'_{\text{пр}} + 1) G_{\text{пр}} f_{\text{г}} \cos \alpha_k \sin (\alpha_p + \varepsilon);$$

$F'_{\text{прб3}}$ — тяговое сопротивление перемещению стружки грунта под призмой волочения в поперечном ее сечении, кН (рис. 166, з):

$$F'_{\text{прб3}} = R''_{\text{стр}} \sin \alpha_p = R'_{\text{стр}} \sin \psi = R_{\text{стр}} \text{tg} (\psi + \psi' - 90^\circ),$$

где $R''_{\text{стр}}$ — проекция на плоскость откоса составляющей $R'_{\text{стр}}$ сопротивления перемещению стружки по отвалу под призмой волочения $R_{\text{стр}}$ (рис. 166, е), кН:

$$R_{\text{стр}} = F_o \sin \alpha + F''_{\text{гр}} = F_n f \sin \alpha + F_n f_{\text{г}} = F_n (f \sin \alpha_p + f_{\text{г}}),$$

где $F_o \sin \alpha$ (рис. 166, д) — составляющая силы трения F_o стружки грунта по поверхности отвала, кН; $F''_{\text{гр}}$ — сила трения стружки грунта о грунт призмы волочения, кН (рис. 166, д); F_n — сила нормального давления грунта, кН; ψ — угол резания, град, $\psi' = 90^\circ - (\psi + \varphi_r + \varphi) 0,5$; φ_r, φ — углы трения соответственно грунта по грунту и грунта по стали (табл. 32), тяговые сопротивления определяют: $R_{\text{огз}} = F'_{\text{пр}}$ по формуле (295), F'_n — по формуле (63), кН.

Мощность двигателя вычисляют аналогично кавальероразравнивателям (§ 3). Мощность на подъем рабочего оборудования $N_{\text{д}}$ определяют по формуле (296).

Усилие гидроцилиндра (кН) подъема рамы с рабочим оборудованием (рис. 166, ж) в рабочем и транспортном положении соответственно:

$$F_{\Pi} = k_{\text{зап}} R_2 l_2 l_{\text{под}}^{-1}; F_{\Pi} = k_{\text{зап}} (G_{\text{бo}} l_1 + G_{\text{р}} l_4 + G_{\text{зo}} l_3) l_{\text{под}}^{-1}$$

где R_2 — нормальная составляющая реакции грунта на лыжу, кН, находят по формуле (303); $l_{\text{под}}$ — плечо действия силы F_{Π} на штоке гидроцилиндра подъема рамы, м (рис. 166, ж); $k_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса, $k_{\text{зап}}=1,2-1,3$. Расчет гидроцилиндра подъема рамы осуществляется по наибольшему из найденных значений F_{Π} .

Усилие гидроцилиндра на подъем бокового отвала из рабочего в транспортное положение, кН (рис. 166, ж):

$$F_{\Pi} = k_{\text{зап}} [R_{\text{овб}} l_5 + R_{\text{огб}} (h_z + h_6) + G_{\text{бo}} (l_n \cos \alpha_y + h_1 \sin \alpha_y)] (l_{\text{под}})^{-1}$$

Силы в кН, плечи — в м, α_y в град; $l_{\text{под}}$ — плечо действия силы F_{Π} .

Силы, действующие на рабочие органы универсального откосопланировщика, и условия устойчивости хода машины (166, ж, з). На боковой отвал действует суммарная сила копания грунта, составляющими которой являются: $R_{\text{огб}}$ [рис. 166, ж, формула (304)], $R_{\text{овб}}$ [см. формулу (302)] и $R_{\text{огб}}$ — боковое усилие, действующее в горизонтальной поперечной плоскости (рис. 166, з); $R_{\text{огб}} = k_b R_{\text{огб}}$; k_b — коэффициент, принимаемый по таблице 37.

Таблица 37. Значения коэффициента k_b

Угол захвата α , град.	Заложение откоса		
	1:3	1:2	1:1
15	—	0,90	0,70
20	1,30	0,75	0,55
30	0,85	0,50	0,30
40	0,60	0,20	—
50	0,30	—	—

Точка M приложения результирующей силы к боковому отвалу приближенно располагается на расстоянии $l_M \cong (1/4-1/3) l_0$ по длине отвала от заднего конца отвала (рис. 166, з) и на высоте $h_M \cong 1/3 h_{\text{ор}}$ (рис. 166, ж); где $h_{\text{ор}}$ — рабочая высота отвала, м. На задний отвал машины в горизонтальной плоскости действуют: $R_{\text{огз}} = F'_{\text{прз}}$ и боковая составляющая $R_{\text{огз}} = R_{\text{огз}} \text{tg} \epsilon$ (рис. 166, з). Устойчивость машины в горизонтальной плоскости в общем случае (установлено стабилизирующее устройство) оценивается коэффициентом запаса устойчивости k_y^r , определяемым по формуле (297), где $M_{\text{уд}}$ и $M_{\text{ст}}$ — вычисляются соответственно по формулам (85) и (298). Поворачивающий момент кН·м (рис. 166, з):

$$M_{\text{пов}} = M_{\text{пов}}^{\text{б}} + M_{\text{пов}}^{\text{зад}}$$

где $M_{\text{пов}}^{\text{б}}$ — поворачивающий момент бокового отвала, кН·м; $M_{\text{пов}}^{\text{б}} = R_{\text{огб}} l_{\text{пб}}^{\text{б}} - R_{\text{огб}} l_{\text{пб}}^{\text{б}}$; $l_{\text{пб}}^{\text{б}}$ и $l_{\text{пб}}^{\text{б}}$ — координаты точки M приложения реакций, $l_{\text{пб}}^{\text{б}} = b_6/2 + a_6 + l_M^{\text{б}}$; b_6 — ширина гусеничного хода (колеи), м; a_6 — расстояние от края гусеницы до бровки канала $a_6 \geq 0,5$ м; $l_M^{\text{б}}$ — проекция на горизонтальную плоскость кратчайшего расстояния от бровки канала до точки M приложения равнодействующей реакций к отвалу, $l_M^{\text{б}} = (1/4-1/3) l_0 \sin \alpha \cos \alpha_k$; $l_{\text{пб}}^{\text{б}} = l_0/2 + a_n - (1/4-1/3) l_0 \cos \alpha$, где l_0 — длина гусеничного хода, м; a_n — расстояние от вертикальной оси поворота бокового отвала (в плане точка K) до края гусеницы (принимают конструктивно $a_n=0,5-1$ м).

Поворачивающий момент зачистного (заднего) отвала, кН·м (рис. 166, з):

$$M_{\text{пов}}^{\text{зад}} = R_{\text{огз}} l_{\text{пз}}^{\text{з}} = R_{\text{огз}} l_{\text{пз}}^{\text{з}}$$

где $l_{\text{пз}}^{\text{з}}$ и $l_{\text{пз}}^{\text{з}}$ — координаты точки E приложения равнодействующей реакций; плечо $l_E \cong (0,5-0,3) l_0^{\text{зад}}$.

Коэффициенты устойчивости машины со стабилизатором определяют по формулам (297), (299), где $F'_{\text{ст}}$ и $F''_{\text{ст}}$ — тяговая и боковая составляющие усилия стабилизатора $F_{\text{ст}}$.

§ 4. Расчет ковшового планировщика

Выбор основных параметров рабочего органа. Рабочую высоту отвала $h_{\text{ор}}$ определяют в зависимости от мощности двигателя трактора по формуле (281). Для ковшовых планировщиков рекомендуется I группа профиля отвального рабочего органа; радиус профиля отвала определяют по формуле (279). Значение угла опрокидывания ψ_0 (рис. 164, а) принимают оптимальным для работы ковшовых планировщиков в пре-

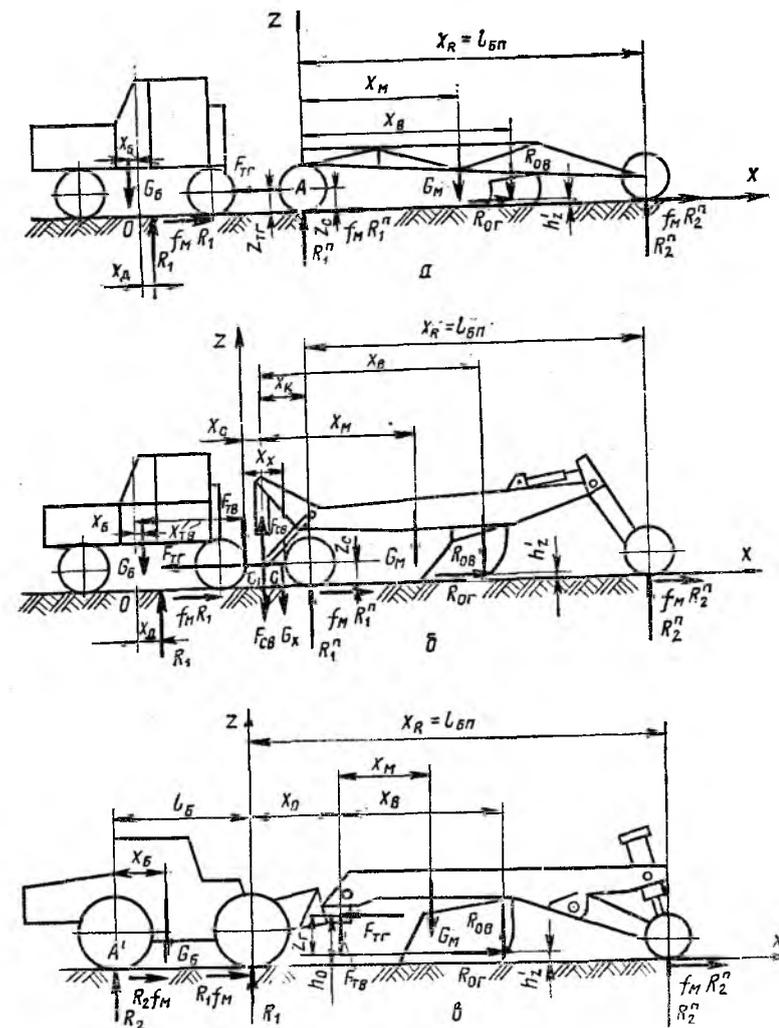


Рис. 167. Схемы сил, действующих в вертикальной плоскости на планировщики полей:

а — прицепной планировщик (опора на ось передних колес); б — то же с опорой на тяговое дышло; в — полунавесной к колесному трактору.

делах $\psi_0 = 15-30^\circ$, а для суглинистых грунтов $\psi_0 = 20-25^\circ$. Оптимальный угол резания $\psi_{\text{опт}} = 28-35^\circ$. Соотношение параметров профиля отвала (высоты к радиусу) должно находиться в пределах $hx/r = 1,1-1,3$; большие значения рекомендуются для отвалов, работающих на плотных, а меньшие — на разрыхленных грунтах. По экспериментальным данным Т. М. Гаджиева, оптимальный радиус профиля отвала при копании плотного грунта составляет 0,4—0,5 м, при копании рыхлого — 0,5—0,56 м. Боковые открьлки рабочего органа во избежание значительной утечки перемещаемого грунта устанавливаются на высоте $h_{\text{кр}} = 30-35$ мм от режущей кромки отвала. Ширину ножа рабочего органа принимают $b_n \leq 150$ мм, угол заострения составляет $\gamma_3 = 20-25^\circ$, а сам нож устанавливается заподлицо с рабочей поверхностью отвала. Длина отвала $l_0 = b_3$, где b_3 — ширина захвата, м:

$$b_3 = P_3 z_{\text{пр}} (l_y/v_p + t_{\text{пов}}) (0,36 l_y k_b)^{-1} + b_{\text{п}},$$

где P_3 — заданная эксплуатационная производительность планировщика, га/ч; $z_{\text{пр}}$ — число проходов по одному месту, $z_{\text{пр}} = 1-3$; $z_{\text{пр}} = 1$ при $l_{6п}/2l_n \geq 3/5$; $l_{6п}, l_n$ — длина базы и неровности; l_y — длина рабочего участка, м; $t_{\text{пов}}$ — время подъема, опускания рабочего органа, переключения передач и поворота машины, с; v_p — расчетная рабочая скорость планировщика, м/с, $v_p = 0,8-2,2$ м/с; k_b — коэффициент использования по времени, $k_b = 0,8-0,9$; $b_{\text{п}}$ — ширина перекрытия соседних полос, $b_{\text{п}} = 0,5$ м.

Тяговый расчет, определение мощности. Суммарное тяговое сопротивление определяют по формуле (59) при $F'_{\text{оп}} = 0$ и добавляя F'_p — сопротивление перемещению планировщика [см. формулу (60)]; F'_r — вычисляют по формуле (60). Для прицепных планировщиков (рис. 167, а) суммарные вертикальные составляющие реакций (кН) на передние $R_1^{\text{п}}$ и задние $R_2^{\text{п}}$ колеса и тяговое усилие $F_{\text{тг}}$ (при горизонтальном дышле) находят по формуле (169) при $R_{\text{фв}} = 0$, $R_{\text{фг}} = 0$, $\Sigma R_{\text{в}} = R_{\text{ов}}$, $\Sigma R_{\text{т}} = R_{\text{ог}}$, $x_R = l_{6п}$ — длина базы; $R_{\text{ов}} = (0,2-0,3) R_{\text{ог}}$; $R_{\text{ог}}$ — по формуле (305); $h_z^* = 0,3 h_{\text{ор}}$.

Вертикальная составляющая реакции на гусеницы базового трактора при горизонтальном дышле — $R_1 \cong G_6$, при наклонном дышле на α_T° к горизонту — $R_1 = G_6 \pm F_{\text{тг}} \text{tg } \alpha_T$. Для прицепных планировщиков с опорой на дышло (рис. 167, б) $R_1^{\text{п}}$ и $R_2^{\text{п}}$ определяют соответственно по формулам (273) и (272); $F_{\text{тг}}$ и $F_{\text{тв}}$ — по формулам (274), (275), где $\Sigma R_{\text{г}} = R_{\text{ог}}$, $\Sigma R_{\text{в}} = R_{\text{ов}}$, $x_R = l_{6п}$, $x_{\text{д}} = x_R$, $x_R = x_{\text{в}}$, $H_R = 0$, $h_z = h_z^*$; G_m — вес планировщика без дышла и передних колес; G_x — вес дышла и оси с передними колесами. R_1 (кН) для базовой машины весом G_6 (рис. 167, б) и $x_{\text{д}}$ — координату центра давления D (м) определяют из уравнений $\Sigma M_0 = 0$ и $\Sigma Z = 0$ для базовой машины, нагруженной силами $F_{\text{тг}}$ и $F_{\text{тв}}$ (направленными обратно, рис. 167, б) на прицепном устройстве:

$$R_1 = G_6 + F_{\text{тв}}; \quad x_{\text{д}} = (F_{\text{тг}} z_c + F_{\text{тв}} x_{\text{тв}} + G_6 x_6) R_1^{-1};$$

F'_r и F'_p — по формуле (60).

Для полунавесных планировщиков (рис. 166, в) вертикальная составляющая реакции грунта (кН) на задние колеса $R_2^{\text{п}}$, составляющие $F_{\text{тг}}$ и $F_{\text{тв}}$ усилия на переднюю опору (на тракторе) определяют по формуле (170). Вертикальная составляющая реакции грунта на задние колеса базовой машины (рис. 167, в) $F_{\text{тг}}$ направлена обратно, кН:

$$R_1 = [F_{\text{тв}} (l_6 + x_6) + F_{\text{тг}} h_0 + G_6 x_6] l_6^{-1},$$

вертикальная составляющая реакции грунта на передние колеса, кН:

$$R_2 = G_6 + F_{\text{тв}} - R_1.$$

Сопротивление передвижению планировщика, кН:

$$F'_p = F'_{\text{оп}} = R_2^{\text{п}} (f_m + i),$$

F'_r вычисляют по формуле (60).

$$F'_{\text{ро}} = R_{\text{ог}} = F'_p + F'_{\text{пр}},$$

где F'_p и $F'_{\text{пр}}$ — сопротивления резанию грунта и перемещению призмы волочения, кН.

Сопротивление копанию грунта с учетом резания открьлками отвала и перемещения призмы, кН.

$$R_{\text{ог}} = F'_p + F'_{\text{пр}} = k_{\text{откр}} [10^{0,7} C_{\text{уд}} \delta_{\text{сл}}^{1,35} (1 + 2,6 l_0) (1 + 0,01 \psi) + 10^{-3} K_{\text{сж}} S'_k + V_k \gamma'_g \text{tg } \varphi_g 10^{-3}], \quad (305)$$

где $k_{\text{откр}}$ — коэффициент влияния открьлков, $k_{\text{откр}} = 1,06$ при работе отвала на плотных и $k_{\text{откр}} = 1,03$ при работе на разрыхленных грунтах; $C_{\text{уд}}$ — число ударов прибора ДорНИИ (табл. 32); $\delta_{\text{сл}}$ — средняя толщина срезаемого слоя, $\delta_{\text{сл}} = 0,05-0,1$ м*; l_0 — длина отвала, м, принимают $l_0 = b_3$; ψ — угол резания, град; $k_{\text{сж}}$ — коэффициент удельного сопротивления срезаемого пласта грунта сжатия, МПа, $k_{\text{сж}} = 2k_{\text{вд}}$ ($k_{\text{вд}}$ — напряжение вдавливания стружки для разрыхленного грунта в ковше, МПа);

$C_{\text{уд}}$	1-2	3	4	6	10	16	30
$k_{\text{вд}}$, МПа	0,01	0,025	0,035	0,040	0,075	0,10	0,20

S'_k — площадь поперечного сечения вырезаемой стружки, м².

$$S'_k = l_0 \delta_{\text{сл}};$$

V_k — емкость ковша, м³; γ'_g — удельный вес разрыхленного грунта, Н/м³; $\gamma'_g = \gamma_g/k_p$; γ_g, k_p, φ_g определяют по таблице (32); φ_g — угол внутреннего трения грунта по грунту, град.

В случае работы рыхлителя одновременно с ковшом учитываются усилия $F_{\text{вр}}$ и $F_{\text{гр}}$ рыхлителя**.

Мощность двигателя трактора для планировщика определяют по методике (гл. 10 § 2) при $N_{\text{ро}} = 0$, $N_{\text{т}} = 0$.

Статический расчет для базовых машин проводят, как указано в главе 10 § 7.

* Более точно $\delta_{\text{сл}}$ можно определить по эмпирической зависимости Э. А. Степанова:

$$\delta_{\text{сл}} = 67 k_{\text{гд}} k_m [1 - (l_0 2^{-1} l_n^{-1} - 1)^2],$$

где $k_{\text{гд}}$ — коэффициент глубины неровности, м, $k_{\text{гд}} = 0,01 h_n$; h_n — высота (глубина) неровности, м, $h_n \cong 0,05 + 0,0025 l_n$; l_n — длина неровности, м. Максимальное значение $l_n \cong 60$ м, $h_n \cong 0,2$ м. Наиболее часто встречаются $l_n = 9$ м, $h_n = 0,07$ м; k_m — коэффициент местоположения рабочего органа. Для местоположения рабочего органа на расстоянии $0,5 l_{6п}$, $0,3 l_{6п}$, $0,16 l_{6п}$, $0,085 l_{6п}$ от задней оси величина k_m соответственно равна 1; 1,24; 1,44; 1,64. Наиболее эффективна работа планировщика при расположении рабочего органа на расстоянии $(0,2-0,16) l_{6п}$.

** С учетом планирующей способности F'_p можно определять по способу ВНИИ-Земмаш. (Мануйлов Ю. Г., Гарбузов З. Е., Донской В. М. Машины для мелиоративного строительства. — М.: Машиностроение, 1978)

ДРЕНАЖНЫЕ ТРУБОУКЛАДОЧНЫЕ МАШИНЫ

§ 1. Выбор основных параметров

Траншейные и узкотраншейные машины. Выбирают основные параметры землеройного рабочего органа (рис. 60) в зависимости от его типа (рис. 60, а, б, в, г, д), как указано в главах 13, 14, 15, и размеров поперечного сечения траншеи. Глубина h_T и ширина b_T траншей определяются заданным диаметром трубы d_T , способом ее защиты и толщиной фильтрующего слоя сбоку и под трубой h_{Φ} (см. рис. 59).

Форма, размеры и объем трубоукладочного бункера (трубоукладчика). Форма и конструкция трубоукладчика определяются его назначением, типом труб и способом укладки (рис. 57).

Ширина трубоукладчика $b_{TB} = b_T + b_0$, где b_0 — зазор между стенкой трубоукладчика и стенкой траншеи. У большинства трубоукладчиков, имеющих в плане прямоугольную форму, $b_0 = 1-3$ см. При работе в обрушающихся грунтах $b_0 = 5-6$ см. Трубоукладчики, предназначенные для работы в обрушающихся грунтах при высоком уровне грунтовых вод, для снижения тягового сопротивления от зажима бункера обрушающимся грунтом иногда делают трапециевидного сечения в плане с уклоном стенок 0,05 назад; передняя направляющая часть бункера на длине 0,5 м сделана прямоугольной. С той же целью предложен трубоукладчик с двойными стенками, между которыми установлены ролики. При зажиме трубоукладчика обрушающимся грунтом он движется между неподвижными наружными стенками (подвижной опалубкой), которая периодически подтягивается гидrocилиндрами.

Высота трубоукладчика $h_{TB} = h_T + h_0$, где h_0 — высота трубоукладчика над поверхностью грунта в рабочем положении в траншее максимальной глубины, которая зависит от типа, наличия колес или гусениц, высоты верхнего раструба для загрузки фильтрующего материала. У трубоукладчиков, предназначенных для прокладки дренажа в целях осушения, $h_0 = 6-10$ см, а на орошаемых землях — $h_0 = 40-80$ см.

Длина трубоукладчика l_{TB} определяется необходимостью размещения спускового лотка оптимальных размеров для труб (см. рис. 62, а, б) и оператора для контроля и исправления дренажной линии, а также вспомогательных узлов, рулонов с защитной лентой ($l_{TB} = 2-3$ м). В трубоукладчиках для устройства дренажа на орошаемых землях (см. рис. 62, в, г) l_{TB} определяют, исходя из возможности размещения запаса фильтрующего материала в отсеках, достаточного размера отсеков, исключая образование сводообразования фильтрующего материала, и контрольного отсека. Необходимый объем фильтрующего материала в бункере, вычисляют по формуле, m^3 :

$$V_{\Phi M} = h_{\Phi} b_T l_{\Phi} - \pi (0,5d_T)^2 l_{\Phi},$$

где h_{Φ} — заданная толщина фильтрующего слоя, м; l_{Φ} — расчетная длина пути трубоукладчика на объем $V_{\Phi M}$.

Общий объем трубоукладчика, m^3 :

$$V_{TB} = h_{TB} b_{TB} l_{TB} = k_0 V_{\Phi M},$$

где k_0 — коэффициент, учитывающий превышение объема трубоукладчика над объемом материала, $k_0 = 1,5-2,6$.

В конструкции траншейных трубоукладчиков, прокладывающих дренаж для осушения земель $l_{TB} = 2-3$ м, узкотраншейных $l_{TB} = 2-2,5$ м, для строительства дренажа на орошаемых землях $l_{TB} = 3-4$ м.

Параметры спускового лотка для коротких труб. При свободной укладке трубы сползают по лотку и укладываются на дно траншеи под

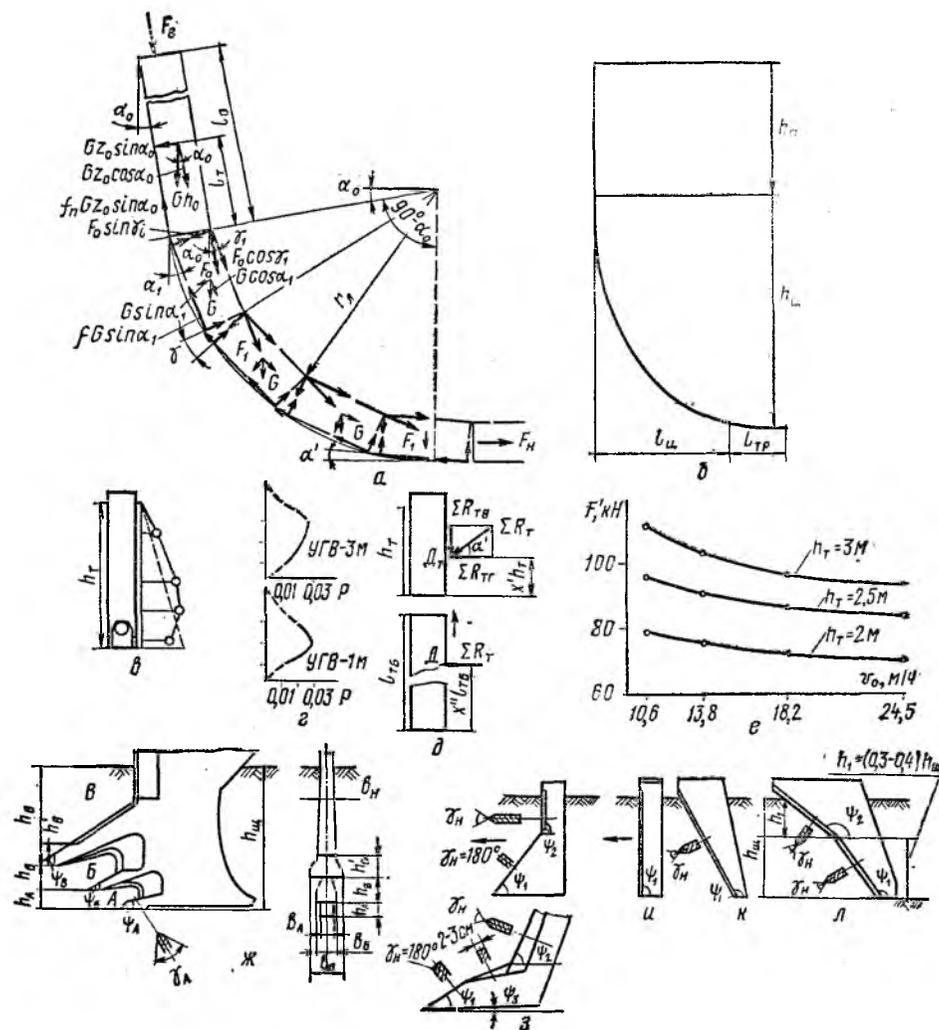


Рис. 168. Схемы к выбору основных параметров трубоукладчика:

а — к расчету параметров спускового лотка трубоукладчика для осушения земель; б — то же для устройства дренажа на орошаемых землях; в — эпюра давлений на стенку бункера; г — то же при различном уровне грунтовых вод (3 м и 1 м от поверхности); д — силы, действующие со стороны грунта на стенку бункера; е — влияние рабочей скорости на тяговое сопротивление в обрушающихся грунтах; ж — параметры ступенчатого ножа бестраншейной машины; з, и, к, л — параметры ножей для осушительного бестраншейного дренажа.

действием своей массы (рис. 168, а, б). Лоток для дренажа, выполняемого в целях осушения, обычно состоит из верхней прямолинейной части длиной l_0 под углом α_0 к вертикали и плавно сопрягающейся с ней криволинейной части радиуса r_L . Для плавного схода труб нижнюю часть лотка часто крепят шарнирно, с целью самоустанавливаемости относительно дна траншеи. В поперечном сечении лоток часто из металлических прутков имеет дугообразную угловую или трапецидальную форму для лучшего центрирования труб.

Торцовое давление F_0 столба из z_0 труб весом G каждая, находящихся на прямолинейной части под углом α_0 к вертикали (рис. 168, а), на верхнюю трубу, лежащую на криволинейной части, будет:

$$F_0 = Gz_0 (\cos \alpha_0 - f_{\Pi} \sin \alpha_0),$$

где f_{Π} — приведенный коэффициент трения, $f_{\Pi} = 0,2-0,8$.

На вторую трубу торцовое давление:

$$F_1 = Gz_0 (\cos \gamma_1 - f_{\text{п}} \sin \gamma_1) + G (\cos \alpha_1 - f_{\text{п}} \sin \alpha_1),$$

где γ_1 — угол между торцами труб длиной $l_{\text{т}}$; α_1 — угол наклона верхней трубки не- криволинейной части.

Для $z+1$ трубы:

$$F_{z+1} = F_z (\cos \gamma_z - f_{\text{п}} \sin \gamma_{z+1}) + G (\cos \alpha_z - f_{\text{п}} \sin \alpha_z).$$

Таким образом, при свободной укладке торцовое усилие пропорци- онально весу трубы G . Угол α_0 должен быть выбран из условия $\cos \alpha_0 - f_{\text{п}} \sin \alpha_0 > 0$, то есть $f_{\text{п}} < \text{ctg} \alpha_0$ во избежание самоторможения в верхней части трубы. Чтобы не было самоторможения в дугообразной части лот- ка, необходимо, чтобы $\cos \gamma - f_{\text{п}} \sin \gamma > 0$, то есть $f_{\text{п}} < \text{ctg} \gamma$. Чем меньше $f_{\text{п}}$, тем меньше потери на трение и больше усилие стыковки.

Для получения максимального усилия стыковки гончарных труб в машинах для дренажа, выполняемого в целях осушения, при свободной укладке рекомендуется $r_{\text{л}} = 0,6-0,9$ м; $\alpha_0 = 15-25^\circ$.

Для уменьшения $f_{\text{п}}$ лоток снабжают роликами, по которым катятся трубы.

Для увеличения торцового нажима прибегают к принудительной укладке (см. рис. 62, з и 69), прилагая к торцу верхней трубы дополни- тельное усилие нажима $F_{\text{в}}$, что дает дополнительное усилие стыковки в нижней части $F_{\text{н}} \cong 0,9F_{\text{в}} (\cos \gamma - f_{\text{п}} \sin \gamma)^2$, где $z_{\text{к}}$ — число труб на криво- линейной части лотка. Лучше прилагать дополнительный нажим в ниж- ней части, но это конструктивно сложнее.

В машинах для прокладки дренажа на орошаемых землях (рис. 168, а) рекомендуется принимать $\alpha_0 = 15^\circ$; $\alpha' = 15^\circ$; $r_{\text{л}} = (1,56-1,6)h_{\text{т}}$, где α' — угол наклона к горизонту нижней трубы; $r_{\text{л}}$ — радиус криволиней- ной части. При $h_{\text{т}} > 2$ м предложено для снижения работы трения прида- вать криволинейной части лотка (рис. 168, б) циклоидальную форму (линия быстрейшего ската), плавно сопрягающуюся с вертикальной верхней и горизонтальной нижней частями. Из конструктивных сообра- жений принимают параметр циклоиды $a_{\text{ц}} = 0,3-0,5$ м. Наивыгоднейшие габариты желоба будут при высоте циклоидальной части $h_{\text{ц}} = \rho a_{\text{ц}}$. Этот размер принимают для обеспечения расчетной скорости движения труб и обеспечения запаса потенциальной энергии для выталкивания труб из состояния покоя. Для обеспечения дополнительного давления, необходи- мого для уплотнения стыков, сверху циклоиду сопрягают с вертикаль- ным участком желоба высотой:

$$h_{\text{ц}} = F_z l_{\text{тп}} G_{\text{тп}}^{-1},$$

где F_z — требуемое торцовое усилие, кН; $l_{\text{тп}}$ и $G_{\text{тп}}$ — соответственно длина (м) и вес (кН) трубы.

Общая высота желоба $h_{\text{ж}} = h_{\text{ц}} + h_{\text{п}} > h_{\text{т}} - h_{\text{фп}}$. Расчетная длина про- екции участка покоя труб $l_{\text{ц}} + l_{\text{тп}} = 2a_{\text{ц}} + l_{\text{тп}}$.

Величина торцовой силы

$$F_z = G_1 h_{\text{п}} + G_1 l_{\text{тп}} (\cos 45^\circ - f_{\text{п}} \sin 45^\circ) - G_1 l_{\text{тп}} f_{\text{п}},$$

где $l_{\text{тп}}$, $l_{\text{тп}}$ — длины криволинейной и прямолинейной горизонтальной частей желоба, м; G_1 — вес 1 м труб, Н.

В обрушающихся, оплывающих грунтах при высоком уровне грунто- вых вод стенки трубоукладчика подвергаются значительным сжимаю- щим усилиям вследствие сдвига обрушающегося грунта и сползания его в траншею. Длина призм обрушения достигает 6 м, ширина — 1— 1,5 м. Обрушение чаще начинается внизу выкалыванием призм грунта, затем обрушивается верхняя часть. Исследования показали, что эпюры давлений в вертикальной плоскости имеют криволинейный характер

(рис. 168, в) и значительно (на 10—25%) отличаются от теоретической эпюры давлений, полученной по методу Кулона (пунктирная линия), так как зазоры между стенкой бункера и грунтом меняются, достигая 5— 6 см и различной величины по длине бункера, бункер при движении пе- ремещается в разных плоскостях, вибрирует, скольжение призмы прои- сходит по кривой или ломаной линии. В верхней части бункера на высоте (0,1—0,15) $h_{\text{т}}$ давление на стенки незначительно, особенно в глинист- ых грунтах, имеющих высокий коэффициент сцепления. Максимального значения давление достигает на высоте (0,25—0,4) $h_{\text{т}}$ от дна траншеи 0,015—0,03 МПа (соответственно для глин и суглинков). Эпюра давлени- й по длине бункера почти равномерна. Равнодействующая сила от давлений грунта на стенку трубоукладчика приложена в центре давлени- я $D_{\text{т}}$ (рис. 168, д) на высоте $h' h_{\text{т}}$ бункера ($h' = 0,25; 0,4-0,6$ соответ- ственно для глин и суглинков) и на расстоянии $x'' l_{\text{тб}}$ от заднего конца, где $x'' = 0,4-0,45$, $l_{\text{тб}}$ — длина бункера.

Равнодействующая $\Sigma R_{\text{т}}$ направлена под углом к горизонту, так как при обрушении действуют силы трения в вертикальной плоскости. Гори- зонтальная и вертикальная составляющие, кН:

$$\Sigma R_{\text{тг}} = k' l_{\text{тб}} = k'' h_{\text{т}}, \quad (306)$$

$$\Sigma R_{\text{тв}} = k'_0 l_{\text{тб}} = k''_0 h_{\text{т}} \quad (307)$$

или

$$\Sigma R_{\text{тг}} = k'_{\text{п}} h_{\text{т}} l_{\text{тб}}; \quad \Sigma R_{\text{тв}} = k''_{\text{п}} h_{\text{т}} l_{\text{тб}}, \quad (308)$$

где удельные усилия: $k' = 15-19,5$; $k' = 20-22$ кН/м; $k'' = 21,3-26,2$; $k'' = 27,7-29,4$ кН/м соответственно для суглинков и глин; $k'_0 = 6,4-8,4$; $k''_0 = 10,3-11,2$ кН/м для суглинков; $k'_{\text{п}} = 6-6,5$ кН/м²; $k''_{\text{п}} = 6,6-7,3$ кН/м² соответственно для суглинков и глины; $k''_{\text{п}} = 1-3$ кН/м².

Рабочая скорость (см. табл. 17) при достаточном усилии стыковки обеспечивает укладку труб без растаскивания. Скорость лимитируется наибольшей производительностью по выносной способности $\Pi_{\text{т}}^1$ (м³/ч) землеройного рабочего органа (гл. 13, 14, 15), а также мощностью дви- гателя (гл. 18 § 3). Скорость, м³/ч:

$$v_{\text{р}} \cong \Pi_{\text{т}}^1 b_{\text{т}}^{-1} h_{\text{т}}^{-1}, \quad (309)$$

где $b_{\text{т}}$ и $h_{\text{т}}$ — ширина и глубина траншеи, м.

У машин, работающих в оплывающих и обрушающихся грунтах при высоком уровне грунтовых вод, рабочая скорость не только непосред- ственно определяет производительность, но и существенно влияет на тя- говое сопротивление трубоукладчика (рис. 168, е). С увеличением скоро- сти $v_{\text{р}}$ уменьшается давление обрушающегося грунта на стенки трубо- укладчика, так как грунт не успевает полностью зажать бункер. Поэтому следует увеличивать $v_{\text{р}}$ до пределов, допускаемых выносной способно- стью землеройного рабочего органа и мощностью двигателя (гл. 18, § 3).

Бестраншейные машины. Наиболее эффективный для машины, про- кладывающей дренаж на орошаемых землях, — ступенчатый рабочий орган — нож, служащий одновременно бункером для засыпки фильтру- ющим материалом и имеющий внутри желоб для укладки пластмассо- вой гофрированной трубы (см. рис. 71, з). Высота ножа:

$$h_{\text{п}} = h_{\text{ш}} + h_0,$$

где $h_{\text{ш}}$ — глубина щели; $h_0 = 0,6-0,8$ м.

В нижней зоне А (рис. 168, ж) грунт подвергается упругопластиче- скому сжатию и вытесняется в стенки и дно щели. Для наименьшего со-

противления резанию в этой зоне угол резания $\psi_A = 90^\circ$ и угол заострения $\gamma_A = 45-60^\circ$.

В средней (переходной) зоне Б происходит сжатие и периодический отрыв или сдвиг впереди и вышележащей массы грунта в сторону поверхности. Угол резания $\psi_B = 30-36^\circ$ и угол заострения $\gamma_B = 180^\circ$ (плоская режущая кромка).

В верхней зоне В (зона рыхления) грунт, сдвинутый в средней зоне, поднимается вверх и частично измельчается. Оптимальный угол резания $\psi_B = 30-36^\circ$; угол заострения $\gamma_B = 45-60^\circ$.

Такие параметры выбирают, чтобы грунт, скалываемый и разрыхляемый в зоне В, позволял грунту из зоны Б подниматься без уплотнения и обеспечивалось минимальное уплотнение естественной структуры грунта в придренной зоне за счет перемещения грунта в полости, образуемые трапециевидными расширениями ножа в зонах Б и В (рис. 168, ж).

Ориентировочное соотношение зон по высоте при оптимальных значениях ψ зависит от физико-механических свойств грунта и определяется по формулам, м:

$$h_B = 0,8 - 2 \text{ м}; \quad h_B + h_B = 10^{-2} a' b_B; \quad h_A = h_{ш} - (h_B + h_B),$$

где b_B — ширина ножа в зоне В, см, $b_B = 40-50$ см; $h_{ш}$ — глубина щели, $h_{ш}$ до 3-3,5 м; a' — коэффициент зависящий от числа ударов плотнотера $C_{уд}$, $a' = 3; 3,5-4; 4,5-5$ соответственно при числе ударов $C_{уд} = 1-4; 5-8; 9-15$; $b_B/h_B = 1-2$; $b_B/h_B = b_A/h_A = 0,8-1$.

Ширина вертикальных режущих кромок, равная ширине ножа по всей высоте $b_n = d_{тр} + (4-6)$ см, где $d_{тр}$ — максимальный диаметр укладываемой трубы.

Для зоны осушения в торфяных грунтах, где глубина закладки дренажа $h_{ш} = 1,5-1,8$ м, применяют ножи с прямолинейной режущей кромкой, наклоненной вперед (рис. 168, к, л), с отрицательным углом резания для лучшего перерезания растительных волокон, которые из-за своей волокнистой структуры требуют больших концентраций напряжений на лезвии. Отрицательный угол резания в 25° снижает сопротивление резанию на 8-13% по сравнению с углом резания $\psi_1 = 90^\circ$. Поэтому применяют ножи (рис. 168, к) с $\psi_1 = 110-130^\circ$, а также ножи с двойным углом резания (рис. 168, л) $\psi_1 = 120-130^\circ$ и $\psi_2 = 140-145^\circ$, применяемые на кротодренажных машинах (см. рис. 76), вместо применяемых сейчас прямых ножей (рис. 168, и) с $\psi_1 = 90^\circ$. Оптимальные значения углов заострения: для болотно-торфяных грунтов $\gamma_n = 60^\circ$, сухого песка — $\gamma_n = 45-50^\circ$, влажной тяжелой супеси $\gamma_n = 30-35^\circ$, суглинка — $\gamma_n = 30-45^\circ$. Для минеральных грунтов в зоне осушения угол резания $\psi_n = 85-70^\circ$, но при наличии дернины применяют и отрицательные углы (рис. 168, л), при которых вертикальная составляющая реакции грунта на нож направлена вверх и улучшает проходимость машины. Для минеральных грунтов, а также болотно-торфяных, с установленным спереди дисковым ножом, прорезающим дернину, часто применяют ножи с двойным углом резания (рис. 168, з). $\psi_1 = 40-60^\circ$ и $\gamma_n = 180^\circ$ (плоская режущая кромка) и прямым или наклонным ножом в верхней части высотой $1,5h_{ш}/3 \div 2h_{ш}/3$; $\psi_2 = 80-60^\circ$; $\psi_3 = 0-5^\circ$; $\gamma_n = 40-50^\circ$. В минеральных грунтах нижняя часть разрушает грунт с частичным подъемом, верхняя раздвигает разрыхленный грунт. В болотно-торфяных грунтах нижняя часть поднимает грунт, а верхняя разрезает и раздвигает его, образуя щель.

§ 2. Внешние силы, действующие на дренажную трубоукладочную машину в рабочем положении, и особенности статического расчета

Траншейные и узкотраншейные машины. Вес трубоукладчика, кН:

$$G_{тб} = G_{ту} + (0,45 - 0,55) G_{ф} + G_{т} + G_{л}, \quad (310)$$

где $G_{ту}$, $G_{ф}$, $G_{т}$, $G_{л}$ — соответственно вес металлоконструкции трубоукладчика, фильтрующего материала в бункере, труб на спускном лотке, запаса защитной ленты, кН (в зависимости от конструкции дренажа некоторые из составляющих веса могут отсутствовать). $G_{ту} = 3,5-4$ кН (узкотраншейные), $4-5$ кН (для зоны осушения), $5-6$ кН (для зоны орошения).

При устройстве дренажа с фильтрующей обсыпкой в обрушающихся и оплывающих грунтах возникают горизонтальная $F'_{тр}$ (рис. 169, а, б, в, д) и вертикальная $2\Sigma R_{тв}$ [см. формулы (306), (308)] составляющие силы трения, приложенные в центре давления D_t с координатами (§ 2) $h'h_t$ и $x'l_{тб}$, кН:

$$F'_{тр} = 2\Sigma R_{тв} f, \quad (311)$$

где горизонтальную составляющую суммарного сопротивления $\Sigma R_{тв}$ определяют по формулам (306) и (308), коэффициент трения — по таблице 32.

При работе в необрушающихся грунтах силами трения по боковым стенкам трубоукладчика пренебрегают (рис. 169, з). При работе в налипающих грунтах к $F'_{тр}$ прибавляют силу налипания F'_n [см. формулу (320)].

При укладке и разравнивании фильтрующего слоя и труб возникает сопротивление от трения фильтрующего материала о заслонки бункера и внутреннего трения частиц, вертикальной составляющей, которой можно пренебрегать, а горизонтальную $F'_{уф}$ помещать по оси уложенной трубы. По опытным данным, кН:

$$F'_{уф} = k_o'' S_{ф}, \quad (312)$$

где k_o'' — удельное сопротивление укладки, $k_o'' = 32-36$ кН/м²; $S_{ф}$ — площадь поперечного сечения уложенного фильтрующего слоя, м².

При отсутствии фильтрующего слоя $F'_{уф} = 0$ (рис. 169, з). При укладке из бухты пластмассовой трубы (рис. 169, д) заранее обмотанной фильтрующей лентой, кН:

$$F'_{ут} = \{ [G_{бар} f_o d_o + 2M_t] + 2G_{бар} l_a \} + [G_{бар} (f_o d_o + 2l_a) + 2M_t] k_y e^{f_1 \Sigma \alpha_t} d_{бух}^{-1}, \quad (313)$$

где $G_{бар}$ — вес бухты с барабаном, $G_{бар} = 0,4-0,6$ кН; f_o — коэффициент трения барабана на оси, $f_o = 0,15-0,2$; d_o — диаметр оси барабана, $d_o = 0,04-0,05$ м; $d_{бух}$ — наружный диаметр бухты; $d_{бух} = 1-2,5$ м; l_a — смещение центра тяжести бухты относительно оси барабана, м, $l_a = 0,1-0,15$ м; k_y — коэффициент, учитывающий усилие на продольный изгиб трубы и размотку ее, $k_y = 1,2-1,5$; M_t — момент тормоза барабана, $M_t = 0,5-0,7$ кН·м; f_1 — коэффициент трения трубы о направляющие, $f_1 = 0,1-0,2$; $\Sigma \alpha_t$ — сумма углов, огибаемых прямой, $\Sigma \alpha_t = 1,5-2$ рад; e — основание натуральных логарифмов.

В формуле (313) первый член учитывает сопротивление вращению барабана вокруг горизонтальной оси, второй — усилие преодоления дебаланса бухты, третий — усилие на продольный изгиб трубы, ее размотку и трение в направляющих. Для барабана с вертикальной осью второй член равен нулю ($2l_a = 0$).

При укладке коротких труб встык или пластмассовой трубы с одновременной защитой лентой шириной до 0,2 м, разматываемой с рулона (рулонным материалом), возникает сопротивление от протягивания ленты (рис. 169, з):

$$F'_{лв} = F'_{лн} = (F'_{лвр} + F'_{лдр} + F'_{лтр} + F'_{лфч}) k_{зап}, \quad (314)$$

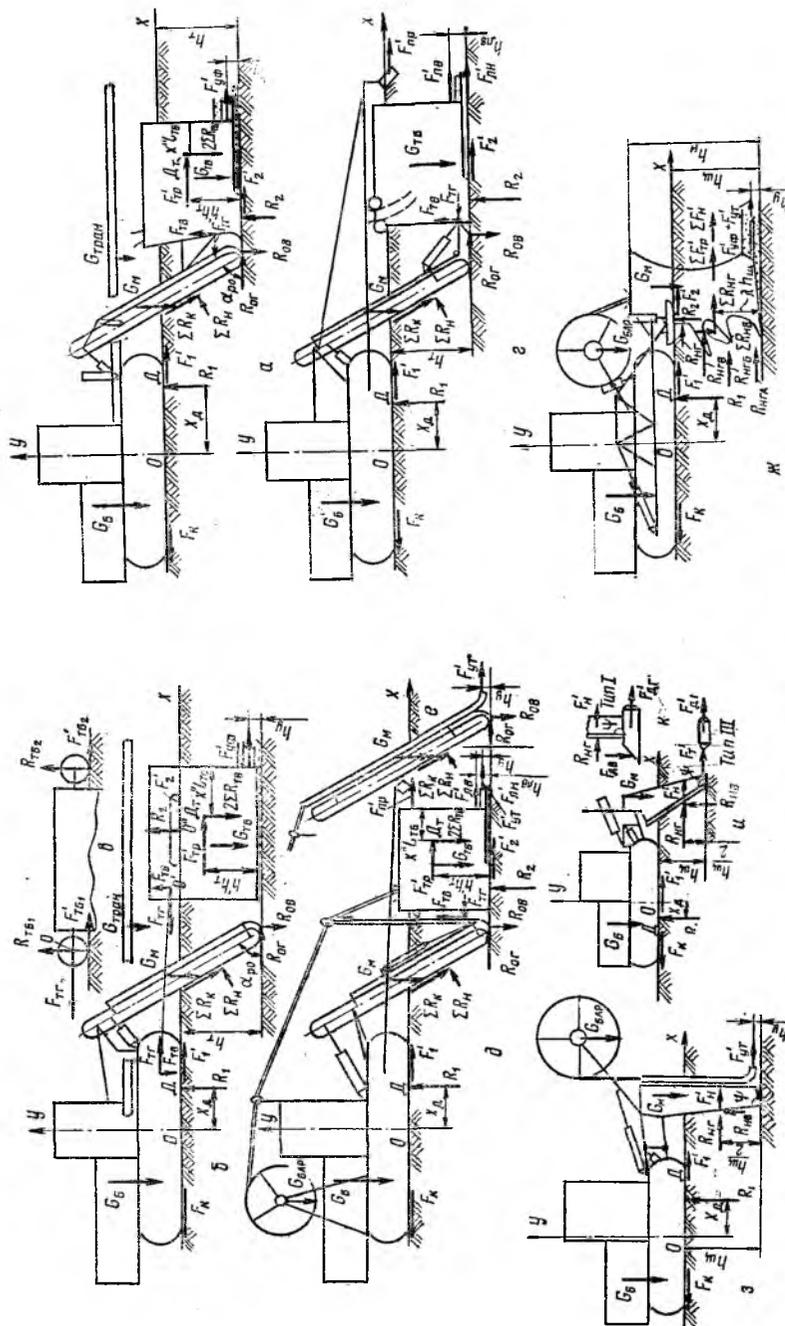


Рис. 169. Схемы внешних сил, действующих на дренажные трубоукладочные машины в рабочем положении:

а — машина для оросительного дренажа с навесным трубоукладчиком и обратным трубоукладчиком и обратным засыпальным транспортером; б — то же с прицепным трубоукладчиком на гусеничном ходу; в — то же на колесном ходу; г — машина для осушительного дренажа с трубоукладчиком, лентоукладочным механизмом и присыпальником; д — то же для укладки пластмассовых труб; е — то же без бункера трубоукладчика с направляющей трубой; ж — бестраншейная для оросительного дренажа (маятниковая навеска); з — то же для осушительного дренажа на навесной системе; и — кротово-дренажная с дрепером типа III; к — то же с дрепером типа I.

где $F'_{лв}$, $F'_{лн}$ — усилия для протягивания верхней и нижней защитных лент, кН; $F'_{лвр}$, $F'_{лдр}$, $F'_{лтр}$, $F'_{лфч}$ — соответственно усилия для вращения рулона, преодоления дебаланса рулона, преодоления трения в лентопротяжном тракте, формирования «чулка» или желоба; $k_{зап}$ — коэффициент запаса, $k_{зап}=2-3$.

При вращении рулона соответственно на оси или в обечайке-коре, кН:

$$F'_{лвр} = f_o G_l d_o d_p^{-1} \text{ или } F'_{лвр} = (1,1 - 1,3) f'_o G_l; \quad F'_{лдр} = 2G_l l_a d_p^{-1};$$

$$F'_{лтр} = (F'_{лвр} + F'_{лдр}) e^{f'_o \beta}; \quad F'_{лфч} \cong 0,$$

где f_o , f'_o — соответственно коэффициенты трения оси в опорах и ленты по обечайке. $f_o=0,15-0,2$, $f'_o=0,6-0,8$; G_l — вес рулона; $G_l=0,5-0,7$ кН; d_o , d_p — соответственно диаметры оси и рулона, $d_o=0,02-0,03$ м, $d_p < 0,75$ м; l_a — смещение центра рулона от оси вращения; $l_a=0,05-0,1$ м; β — угол обхвата лентой, $\beta=(0,8-1,2)\pi$ рад; e — основание натуральных логарифмов, $e=2,7$.

Для предварительной присыпки (гл. 6) уложенной трубы иногда срезают растительный грунт с бровок траншеи или ее стенок специальным присыпальником (рис. 169, г, д), который лучше навешивать непосредственно на базовую машину. Горизонтальная составляющая сопротивления от присыпателя с пассивным рабочим органом в задернелых грунтах (коэффициент сопротивления копанью $k=0,05-0,1$ МПа):

$$F'_{пр} = k_{пр} S_{пр}, \quad (315)$$

где $k_{пр}$ — удельная сила тяги присыпателя. При ширине траншеи $b_t=0,25$ и $0,5$ м и толщине слоя засыпки $0,25$ м $k_{пр}$ равно соответственно $48-96$ и $27-54$ кН/м²; $S_{пр}$ — площадь поперечного сечения слоя присыпки, м². Вертикальной составляющей можно пренебречь.

Горизонтальную $R_{ог}$ и вертикальную $R_{ов}$ составляющие равнодействующей реакции от зачистки дна траншеи и придания дну желобчатой формы вычисляют по формулам, кН:

$$R_{ог} = 10^{-1} k_o S_{ж} \text{ и } R_{ов} = R_{ог} \text{ctg } \psi_o,$$

где k_o — коэффициент сопротивления копанью, k_o — определяют по формуле (36); ψ_o — угол резания отвала, $\psi_o=45-60^\circ$; $S_{ж}$ — площадь поперечного сечения желоба, см²; $R_{ог}$ и $R_{ов}$ ввиду малой глубины желоба можно считать действующими в нижней точке отвала, который расположен снизу верхней рамы рабочего органа (рис. 169, а, б, в, д) или на переднем конце трубоукладчика (рис. 169, з).

Реакция грунта на землеройный рабочий орган ΣR_b и ΣR_r определяют в зависимости от типа рабочего органа (гл. 13, 14, 15).

В рабочем положении (при плавающей навеске, когда землеройный орган опирается на трубоукладчик), пренебрегая уклоном, суммарные вертикальные составляющие реакций грунта R_1 на гусеничный ход, R_2 на опорную лыжу трубоукладчика (приложена в середине опоры) и величину смещения центра давления от середины опорной поверхности x_d находят по формулам (44) — (51) для базовой машины с навесным трубоукладчиком, который в рабочем положении скользит на опорной лыже по дну траншеи и служит задней опорой (рис. 169, а, з, д). В обрушающихся грунтах надо учитывать $2\Sigma R_{тв}$.

Горизонтальные составляющие F'_1 и F'_2 вычисляют по формуле (43); усилия $F_{тв}$ и $F_{тр}$ в элементах, соединяющих трубоукладчик с землеройным рабочим органом, определяются из уравнений равновесия трубоукладчика $\Sigma X=0$ и $\Sigma Y=0$ для сил, показанных на рисунке 169, а, з, д.

Для прицепных трубоукладчиков, связанных с базовой машиной тягами, определяют R_2 (рис. 169, б) или опорные реакции $R_{тб}$ и $R_{тр}$ (рис. 169, в), а также тяговые усилия трубоукладчика $F_{тр}$ и $F_{тв}$ из уравнений равновесия всех сил и реакций, действующих на трубоукладчик $\Sigma M'_o=0$, $\Sigma Y=0$ и $\Sigma X=0$. R_1 и x_d находят из уравнений равновесия ба-

зовой машины с землеройным рабочим органом, нагруженной реакциями тяг трубоукладчика $F_{ТГ}$ и $F_{ТВ}$, $\Sigma M_o=0$ и $\Sigma Y=0$; R_1 можно определить также из уравнения $\Sigma Y=0$ для всей машины. Также ведут расчет для навесных трубоукладчиков (рис. 169, а, в, г) в положении, когда землеройный рабочий орган не опирается на трубоукладчик («жесткая навеска») и нагружен внизу реакциями $F_{ТГ}$ и $F_{ТВ}$.

Бестраншейные машины. В машинах для строительства дренажа в зоне осушения (рис. 169, ж) горизонтальная составляющая суммарного усилия резания ножом для минеральных грунтов, кН:

$$R_{нр} = 10^{-2} C_{уд} h_{щ}^{1,35} (1 + 0,1\delta_{н}) \left(1 - \frac{90 - \psi_{н}}{180}\right) k_{\psi}, \quad (316)$$

где $C_{уд}$ определяют по таблице 32; $h_{щ}$ — глубина щели, см; $\delta_{н}$ — толщина ножа, см; $\psi_{н}$ — угол резания, град; k_{ψ} — коэффициент, учитывающий влияние угла заострения $\psi_{н}$. При $\psi_{н}=50-15^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 180^\circ$ k_{ψ} соответственно равен 0,81; 0,83; 0,91; 0,95; 1.*

Для болотно-торфяных грунтов, кН:

$$R_{нр} = 10^{-2} ah_{щ}^n, \quad (317)$$

где a и n — опытные коэффициенты, зависящие от ширины ножа $b_{н}$. Для $b_{н}=0,65; 2,5; 5$ и 10 см соответственно $a=20,6; 21,9; 27,8; 31,8$; $n=0,77; 0,81; 0,82; 0,86$ (промежуточные значения определяют линейной интерполяцией).

С учетом влияния рабочей скорости v_p (км/ч) по опытным данным, кН:

$$R_{нр} = 10^{-2} (31,02v_p^{0,275} + 12,2b_{н}) h_{щ}^{0,59}, \quad (318)$$

Для ножей с двойным углом резания (рис. 168, з, л) $R'_{нр}$ и $R''_{нр}$ определяют для каждой зоны отдельно, прикладывая их на половине высоты зоны. Равнодействующую $\Sigma R_{нр} = R'_{нр} + R''_{нр}$ прикладывают в общем центре давления, определяемом как точка приложения равнодействующей.

Соппротивлением трения по боковым поверхностям и лезвию ножа пренебрегают, так как оно не превышает 5—6% усилия резания. Тогда вертикальная составляющая суммарного усилия резания (рис. 169, и) при $\psi_{н} > 90^\circ$ и $\psi_{н} < 90^\circ$ соответственно, кН:

$$R_{нв} = R_{нр} \operatorname{tg}(\psi_{н} - 90^\circ) \text{ и } R_{нв} = R_{нр} \operatorname{ctg} \psi_{н}. \quad (319)$$

При работе в грунтах с влажностью, соответствующей налипанию, сила налипания грунта на боковую поверхность ножа, кН:

$$F'_n = 2 \cdot 10^3 \rho_{л} S_n, \quad (320)$$

где $\rho_{л}$ — удельное сопротивление от налипания, $\rho_{л}=0,007-0,009; 0,005-0,007; 0,002-0,0025$ МПа соответственно для глины, суглинков, болотно-торфяных грунтов; S_n — площадь боковой поверхности части ножа, погруженной в грунт, m^2 .

В машинах со ступенчатым рабочим органом, предназначенных для строительства дренажа в зоне орошения горизонтальную составляющую усилия резания ножом вычисляют для каждой зоны (А, Б, В и верхнего вертикального ножа, рис. 168, ж) отдельно ($R_{нрА}, R_{нрБ}, R_{нрВ}$) при средней ширине резания $b_{ср}$ в каждой зоне, высоте зоны h_i и углах ψ_i и γ_i . Суммарное усилие резания $\Sigma R_{нр} = R_{нрА} + R_{нрБ} + R_{нрВ} + R'_{нр}$ в общем центре D' на высоте $\lambda h_{щ}$ (рис. 169, ж). Вертикальную составляющую $\Sigma R_{нв}$ [см. формулу (319)] прикладывают в точке D' .

Можно также определить $\Sigma R_{нр}$ по среднему контактному давлению грунта $k_{лоб}$ на лобовую кромку в каждой зоне; $k_{лоб}=0,1; 0,15; 0,2-0,25$ МПа соответственно для $C_{уд}=1-4; 5-8; 9-15$ в зоне В; $k_{лоб} =$

* Соппротивление резанию ножом можно определить также по методике ВНИИГиМ.

$=0,25; 0,3; 0,35$ МПа соответственно для тех же грунтов в зоне В; $k_{лоб} = 0,4; 0,5; 0,6$ МПа соответственно в зоне А. Соппротивление от трения грунта по боковым поверхностям в каждой зоне, кН:

$$F'_{тр_i} = 2 \cdot 10^3 x' k_{лоб} S_{бок_i} f,$$

где x' — коэффициент пропорциональности между боковыми и лобовыми нормальными давлениями, $x' = k_{бок}/k_{лоб} = 0,1-0,3$; $S_{бок_i}$ — площадь боковой поверхности ножа в соответствующей зоне; f — коэффициент трения грунта по стали (табл. 32).

Общее соппротивление трения:

$$\Sigma F'_{тр} = F'_{трА} + F'_{трБ} + F'_{трВ}. \quad (321)$$

При работе в налипающих грунтах определяют также усилие налипания в каждой зоне $F'_{н_i}$ по формуле (320) и $\Sigma F'_{н} = F'_{нА} + F'_{нБ} + F'_{нВ}$.

$\Sigma F'_{тр}$ и $\Sigma F'_{н}$ прикладывают на высоте $\lambda h_{щ}$ от дна щели.

Статический расчет и проверку проходимости машин для бестраншейного дренажа в рабочем положении проводят согласно § 7 гл. 10 для сил и реакций, показанных на рисунке 169, ж, з.

Статический расчет (гл. 10, § 7) и расчет механизмов управления всех машин в рабочем положении проводят для случаев максимальной и минимальной глубины закладки дренажа ($h_{Тmax}$ и $h_{Тmin}$), так как изменение соппротивления движения трубоукладчика (ножа) существенно влияет на распределение удельных давлений и проходимость машины.

Если машина работает при низком и высоком уровне грунтовых вод в обрушающихся и необрушающихся ($F'_{тр} = 0$ и $2\Sigma R_{ТВ} = 0$) грунтах, то статический расчет и определение усилий в механизмах управления проводят для каждого случая отдельно, так как зажим трубоукладчика обрушающимся грунтом значительно изменяет соотношение внешних сил, действующих на машину.

Прицепные трубоукладчики (рис. 169, б, в) надо проверять на устойчивость (опрокидывание) по формуле (77), определяя $k_{уст}$ и $k_{опр}$ относительно шарнира гусеницы O' или оси передних колес O при действии всех сил и реакций на трубоукладчик.

§ 3. Тяговые соппротивления, тяговый расчет и баланс мощности

Суммарное тяговое соппротивление F' дренажной трубоукладочной машины в рабочем положении вычисляют по формулам (59), (60), (61). В общем случае (рис. 169, а, б) при укладке коротких труб с фильтрующим слоем в обрушающихся грунтах, кН:

$$F'_{ро} = \Sigma R_k \cos \alpha_{ро} + \Sigma R_n \sin \alpha_{ро} + R_{ор} + F'_{тр} + F'_{уф}, \quad (322)$$

где суммарные касательная и нормальная составляющие соппротивления копанию землеройным рабочим органом $\Sigma R_k, \Sigma R_n$ (гл. 13, 14, 15); $F'_{тр}$ вычисляют по формуле (311); $F'_{уф} = F'_{уф}$ определяют по формуле (312); $\alpha_{ро}$ — угол наклона землеройного органа, град.

При укладке пластмассовой трубы, обмотанной защитной лентой (рис. 169, д), в обрушающихся грунтах $F'_{ро}$ рассчитывают по формуле (322), но $F'_{уф} = F'_{ут}$ — определяют по формуле (313), а если ленты укладывают одновременно с трубой, то прибавляются соппротивления от притягивания лент $F'_{лв}$ и $F'_{лн}$, которые вычисляют по формуле (314).

При укладке коротких труб с подстилающей и закрывающей лентами в необрушающихся грунтах с присыпкой срезаемым грунтом (рис. 169, з):

$$F'_{ро} = \Sigma R_k \cos \alpha_{ро} + \Sigma R_n \sin \alpha_{ро} + R_{ор} + F'_{лв} + F'_{лн} + F'_{пр}, \quad (323)$$

где $F'_{пр}$ вычисляют по формуле (315).

$\Sigma R_{нт}$, $\Sigma F'_{н}$, $\Sigma F'_{тр}$, F'_y определяют по формулам (316)—(318), (320), (321), (313). При устройстве бестраншейного дренажа в налипающих грунтах (рис. 169, е, ж):

$$F'_{ро} = \Sigma R_{нт} + \Sigma F'_{тр} + \Sigma F'_{н} + F'_y. \quad (324)$$

Баланс мощности в рабочем положении. Мощность привода N' и $N_{дв}$ любой дреноукладочной машины вычисляют по формулам (1), (2), (12) — (15), а $N_{ро}$ для землеройного рабочего органа, как указано в главах 13, 14, 15.

КРОТОДРЕНАЖНЫЕ МАШИНЫ

§ 4. Выбор типа и основных параметров ножа и дренера

Нож. Основные параметры ножа выбирают аналогично ножу бестраншейных дреноукладочных машин (см. § 1).

Дренер. Применяют дренеры трех основных типов (рис. 170, I, II, III). По способу соединения с ножом — жестко закрепленные (I, II) и на тросе или цепи (III). По типу заточки переднего конуса с клинообразной (I) и конусообразной (II, III) заточкой переднего рабочего конца дренера.

Изготавливают дренеры из дерева твердых пород, коническую часть закрывают стальной оболочкой. Дренеры небольших диаметров делают стальными. Дренер раздвигает грунт от центра во все стороны, заполняя крупные пустоты, образуя полость, и одновременно уплотняет грунт. Иногда, особенно при большом диаметре дренера и малой глубине дренирования, поверхность грунта вспучивается.

При проходе дренера образуется уплотненное ядро. Перед дреном с конусообразной заточкой (тип II и III) ядро образуется при угле заточки $2\gamma = 50-60^\circ$, а при $2\gamma = 80-120^\circ$ становится устойчивым и имеет почти симметричную форму.

При движении дренера с клинообразной заточкой (тип I) деформация грунта распространяется вверх в стороны и вперед по направлению движения дренера (рис. 170, и). При работе дренов с конусообразной заточкой (типы II и III, рис. 170, к) деформация в поперечном сечении распространяется во все стороны. Чем больше диаметр дренера, тем более вытянута зона деформации вверх в направлении щели, прорезанной ножом. Величина зоны деформации в поперечном направлении прямо пропорциональна диаметру дренера и почти не зависит от угла заострения γ . Но с увеличением γ возрастают продольная деформация и число трещин в стенках кротовой дрены. Толщина слоя уплотненного грунта после прохода дренера типа I достигаетверху 3—4 см и на 30% больше, чем у типов II и III, но внизу почти равна нулю. После прохода дренов типов II и III получается равномерная толщина 2—3 см уплотненного слоя по всей окружности. Дренеры типов III, II имеют наименьшие тяговые сопротивления k_d и $F'_{др}$ (рис. 170, в, д).

Недостаток дренов типа III: возможность некоторого отклонения под действием незначительной по величине вертикальной составляющей $F_{дв}$, а также при наличии камней и древесины. Для работы в однородных грунтах, если дренирующую часть прокладывать без крепления стенок, дренеры типа III наиболее приемлемы.

Если необходима щель для одновременного введения в дренирующую часть стабилизирующих материалов, то применяют дренеры типов I и II. Дренер типа I требует большего тягового усилия, чем дренер типа II

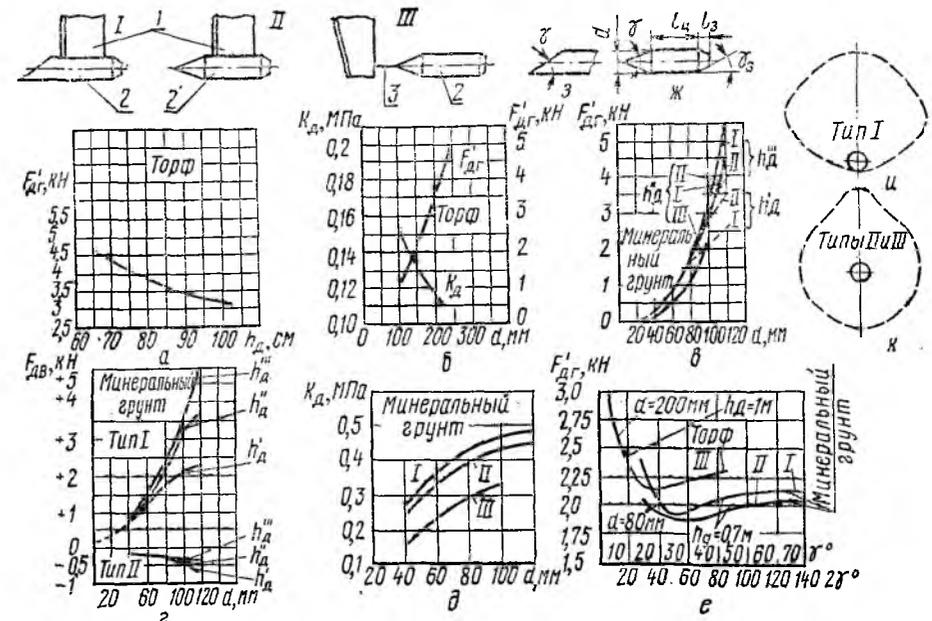


Рис. 170. Типы дренов и зависимость сопротивления движению дренера от различных параметров:

I — жестко закрепленный с клинообразной заточкой; II — то же, с конусообразной заточкой; III — на гибкой тяге с конусообразной заточкой; 1 — нож; 2 — дренирующая часть; 3 — гибкая тяга; а—е — зависимости сопротивления и удельного сопротивления движению дренера $F'_{др}$ и $k_{д}$ от глубины дренирования $h_{д}$, диаметра d и угла заострения γ ; ж — основные параметры дренера; γ — угол заострения; $l_{ц}$ — длина цилиндрической части; $l_{з}$ — длина задней конической части; d — диаметр дренера; $\gamma_{з}$ — задний угол; α — угол дренирующей части; и, к — границы зоны распространения деформации грунта дренирующей частью.

(рис. 170, в, д). Вертикальная составляющая сопротивления $F_{дв}$ у дренов типа I (рис. 170, г) стремится заглубить дренирующую часть и препятствует выглубляющему моменту, создаваемому горизонтальной составляющей $F'_{др}$. Дренеры типа I применяют только в тех случаях, когда силы, стремящиеся выглубить рабочий орган, значительны.

Диаметры дренов для минеральных грунтов $d = 50-150$ мм. При больших диаметрах значительно деформируется грунт, уменьшается устойчивость дрен. Для дренов с креплением стенок $d = 50-100$ мм. Для торфяных грунтов $d = 100-300$ мм. Максимальный диаметр дренера в торфяных грунтах $d_{max} = h_{дmax} 2,5^{-1}$.

Глубину дренирования $h_{д}$ определяют расчетом при проектировании дренажа. В торфяных грунтах $h_{д} \geq 60-70$ см, в зонах осушения $h_{д} \geq 80$ см во избежание влияния поверхности грунта. В орошаемых зонах глубину закладки дренажа определяют его назначением, уровнем грунтовых вод и другими условиями. Устойчивый ход дренера обеспечивается на глубине $h_{д} \geq 3,5d$.

Зависимость $F'_{др}$ от угла заострения γ (рис. 170, е) определяют ясно выраженный минимум тягового сопротивления, соответствующий $\gamma_{опт}$ (угол трения о дренирующую часть). Для торфа $2\gamma_{опт} = 37^\circ$, а для деревянного дренера $2\gamma_{опт} = 40-45^\circ$. Для минеральных грунтов $\gamma_{опт} = 25-27^\circ$ для типа I и $2\gamma_{опт} = 45-52^\circ$ для типов II и III.

Увеличение сопротивления при $\gamma < \gamma_{опт}$ (рис. 170, е) объясняется возрастанием рабочей поверхности дренера (то есть трения) при уменьшении γ и постоянном диаметре d . Увеличение же $F'_{др}$ с возрастанием $\gamma > \gamma_{опт}$ для минеральных грунтов соответствует началу образования

уплотненного ядра. Возрастание $F'_{др}$ продолжается до $\gamma=60^\circ$ ($2\gamma=120^\circ$), когда уплотненное ядро становится устойчивым и сопротивление стабилизируется. При $\gamma>\gamma_{опт}$ наблюдается налипание торфа на дрена, особенно при $2\gamma>50^\circ$. В основе этого процесса, очевидно, те же физические явления, что и при образовании уплотненного ядра при резании минеральных грунтов.

Длина цилиндрической части $l_{ц}$ влияет на устойчивость хода дрена типа В. При недостаточной длине $l_{ц}$ дрена будет самовыглубляться. Чрезмерная длина $l_{ц}$ способствует увеличению тягового сопротивления. По опытам ЦНИИМЭСХ для торфяных грунтов $l_{ц}=(1,5-2)d$. Для дрена типа III при $d=50-80$ мм в минеральных грунтах рекомендуется $l_{ц}=100-150$ мм, то есть близкое к тому же соотношению. Для дрена типов I и II при $d=50-100$ мм $l_{ц}=150-200$ мм, так как ширина ножа не менее 100—150 мм.

Размеры заднего конуса $l_3=25-50$ мм, $\gamma_3=20-25^\circ$. Эти параметры почти не влияют на тяговое сопротивление.

Скорость движения дрена определяет продолжительность действия уплотняющих сил, что влияет на остаточные деформации в торфяных грунтах и качество стенок. При больших скоростях стенки становятся шероховатыми. Для торфяных грунтов $v_d=0,6-1$ м/с. При увеличении скорости в три раза сопротивление движению дрена возрастает на 45—50% вследствие накопления энергии в грунте.

§ 5. Тяговые сопротивления, тяговый расчет и определение мощности двигателя кротодренажной машины. Особенности статического расчета

Сопротивление движению дрена зависит от свойств грунта, типа дрена, его диаметра и других конструктивных параметров, глубины дренирования, скорости движения.

В общем случае сила резания дрена, равная суммарному сопротивлению F'_d , действует не в плоскости движения, а под некоторым углом α_d к горизонту и является геометрической суммой горизонтальной $F'_{др}$ и вертикальной $F'_{дв}$ составляющих (рис. 169, к).

В торфяных грунтах с увеличением глубины прокладки дрена типа III $F'_{др}$ уменьшается вследствие повышения влажности торфа (рис. 170, а). С увеличением диаметра дрена (рис. 170, б) $F'_{др}$ увеличивается, а удельное сопротивление k_d уменьшается, то есть сопротивление растет медленнее, чем увеличивается диаметр. Это объясняется влиянием щели, прорезаемой ножом, благодаря чему дрена получается несколько эллиптической. В минеральных грунтах $F'_{др}$ также возрастает с увеличением диаметра дрена (рис. 170, в). Для всех глубин h_d ($h''_d > h'_d > h'_d$) сопротивление возрастает сначала одинаково до некоторого диаметра, когда начинается резкое отклонение кривых вправо (пунктирные участки), то есть сопротивление с увеличением диаметра возрастает значительно медленнее. Для большой глубины $h''_d \geq 80$ см этого отклонения нет, для малых глубин $h''_d \cong 70$ см и особенно $h'_d \cong 50$ см, оно тем заметнее, чем меньше глубина. Чем больше диаметр дрена, тем при данной глубине зона деформации ближе подходит к дневной поверхности. Как только с увеличением диаметра зона распространения деформации достигает дневной поверхности грунта, F'_d уменьшается по сравнению с дренам того же диаметра, но работающим на большой глубине. Таким образом, для минеральных грунтов влияние глубины обуславливается не изменением свойств самого грунта. Глубина влияет на сопротивление только тогда, когда зона деформации достигает поверхности.

Вертикальная составляющая также подвержена влиянию дневной поверхности (рис. 170, г). Для дрена типа I она значительна и действует всегда сверху вниз (+), для дрена типа II — незначительна и направлена, как правило, снизу вверх (—). При расчетах дрена типа II и III вертикальной составляющей $F'_{дв}$ можно пренебречь.

Удельное сопротивление k_d для минеральных грунтов возрастает с увеличением диаметра дрена (рис. 170, д). Это объясняется тем, что вначале грунт сжимается, то есть дрена работает, как штамп, и только после предельного сжатия, величина которого зависит от свойств грунта, наступает скальвание и сдвигание грунта в стороны. Для достижения этого предельного сжатия при увеличении диаметра дрена необходимо соответствующее увеличение удельного давления.

Минимальное удельное сопротивление — у дрена на гибкой тяге (типа III) с конусообразной заточкой.

Общее сопротивление F' движению кротодренажной машины определяется по формулам (59), (60), (63) (рис. 169, и, к).

Сопротивление движению рабочих органов, кН:

$$F'_{ро} = R_{нт} + F'_н + F'_{др} + F'_т, \quad (325)$$

где $R_{нт}$ и $F'_н$ — вычисляются по формулам (316) — (320) при $h_d = h_{шт}$.

Горизонтальная составляющая сопротивления движения дрена, кН:

$$F'_{др} = 10^{-2} a_d C_{уд} k'_\gamma d^{n_d} k'_c, \quad (326)$$

где a_d и n_d — коэффициенты, зависящие от типа дрена (табл. 38); k'_γ — коэффициент, учитывающий увеличение горизонтальной составляющей сопротивления в зависимости от угла γ (табл. 39) для минеральных грунтов; $C_{уд}$ — число ударов динамического плотмера; d — диаметр дрена, мм; k'_c — коэффициент, учитывающий трение по цилиндрической части дрена за счет давления от упругих деформаций грунта. По опытным данным $k'_c = 1 + x_c 0,01 l_{ц}$. Для $d=50$ мм $x_c=0,277$, $d=80$ мм; $x_c=0,1$ ($l_{ц}$ — длина цилиндрической части дрена, мм).

С учетом влияния скорости движения v_p (км/ч) для болотно-торфяных грунтов горизонтальную составляющую сопротивления движения дрена можно вычислить по эмпирической формуле, кН:

$$F'_{др} = 10^{-1} v_p^{0,2} (40,8 h_d - 0,204 h_d^2 - 910) (d^{1,93} + 35,12 l_{ц}), \quad (327)$$

где h_d в см; $d, l_{ц}$ в мм.

Таблица 38. Значения a_d и n_d для дрена типа I, II, III

Грунт	I		II		III	
	a_d	n_d	a_d	n_d	a_d	n_d
Минеральный						
$F'_{др}$	1,05	2,53	1,21	2,42	0,37	2,88
$F'_{дв}$	4,09	1,95	2,00	1,00	—	—
Торф						
$F'_{др}$	—	—	—	—	2,90	1,62

Таблица 39. Значения коэффициента

Тип дрена	γ°	10	20	25	30	40	50	60—90
	$2\gamma^\circ$	20	40	50	60	80	100	120—180
I		1,85	1,15	1,00	1,08	1,30	1,45	1,54
II и III		1,61	1,10	1,00	1,02	1,08	1,12	1,20

Примечание. Для торфяных грунтов $k = 1$ при $2\gamma=37^\circ$.

Можно также при работе в налипающих грунтах для определения $F_{др}$ пользоваться формулой, кН:

$$F'_{др} = 10^3 k_d S_d + 10^3 p_d \pi d l_{ц}, \quad (328)$$

где k_d — удельное сопротивление движению дренажа, $k_d=0,07-0,14$ МПа для болотно-торфяных грунтов (рис. 170, б) и $k_d=0,2-0,5$ МПа для минеральных грунтов (рис. 170, д); S_d — площадь поперечного сечения дрены, м²; p_d — удельное сопротивление от налипания [см. формулу (320)]; d , $l_{ц}$ в м.

Вертикальная составляющая сопротивления для дренажа типа, кН:

$$F'_{дв} = 10^{-2} a_d C_{уд} n'_d d'^2, \quad (329)$$

где n'_d — коэффициент, учитывающий влияние угла γ :

γ°	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
n'_d	1,31	1,13	1,0	0,88	0,66	0,48	0,32	0,18	0,03	-0,12

Для дренажей типа II и III $F'_{дв} = 0$.

Сопротивление движению заглубленного троса F'_T (у дренажей типа III) учитывают только при большой длине троса ($l_T \geq 1-1,5$ м).

Сопротивление протягиванию троса, кН:

$$F'_T = 10^{-3} k_T l_T + k'_T, \quad (330)$$

где k_T — среднее удельное сопротивление движению троса, Н/м; с увеличением h_d уменьшается F'_T благодаря увеличению влажности торфяного грунта.

Для глубин $h_d=65, 75, 85, 95, 100$ см соответственно $k_T=57; 52; 48,1; 46,6; 45,4$ Н/м.

При начальном сдвиге троса удельное сопротивление k'_T больше, чем при установившемся движении: $k'_T = (1,2-1,35)k_T$, начальное удельное сопротивление $k''_T = (10-20)$ Н.

Баланс мощности и статический расчет см. § 3.

Глава 19. ОСНОВЫ РАСЧЕТА МАШИН ДЛЯ УКЛАДКИ БЕТОННЫХ АНТИФИЛЬТРАЦИОННЫХ ЭКРАНОВ

§ 1. Выбор основных параметров бетоноукладочных машин и нарезчика швов

В зависимости от размеров канала по аналогии с существующими конструкциями (табл. 20) назначают тип бетоноукладчика и выбирают его параметры (табл. 40).

Силы тяжести металлоконструкции бетоноукладчика G_1 и его отдельных частей: уплотняющего G_2 и заглаживающего G_3 бруса, бетонной смеси G_4 и воды G_5 и нарезчика швов G_6 определяют по формулам, (кН):

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= \gamma_b l_{п}; & G_2 &= \gamma_y l_{п}; & G_3 &= \gamma_s l_{п}; \\ G_4 &= \gamma_c V_b; & G_5 &= \gamma_v V_b; & G_6 &= \gamma_n l_{п}, \end{aligned} \right\} \quad (331)$$

где $V_b, V_v, \gamma_b, \gamma_y, \gamma_s, \gamma_n$ определяют по таблице 40; $l_{п}$ — длина бетонируемого периметра, м. Принимают на 0,2—0,5 м больше периметра поперечного сечения канала, для откосного бетоноукладчика при определении G_2 вместо $l_{п}$ принимают $b_{бет}$ — ширину полосы бетонирования, м. $b_{бет}=2,5-3,5$ м; γ_c, γ_v — соответственно удельный вес уплотненной бетонной смеси и воды, кН/м³, $\gamma_c=20-22$ кН/м³, $\gamma_v=10$ кН/м³.

Таблица 40. Параметры бетоноукладчиков и нарезчиков швов

Параметры	Тип бетоноукладчика		
	полнопрофильный продольной укладки (виброформа)	полнопрофильный продольной укладки (рельсовый)	неполнопрофильный (откосный), поперечной укладки (рельсовый)
Канал, м:			
глубина, H_k	0,6—1,5	0,9—3,0	2,5—4,0 и более
ширина по дну b_d	0,4—1,2	0,8—2,5	4,0—8,0
заложение откоса $\text{ctg } \alpha_k$	1,5	1,5	1,5; 2,0
Толщина слоя облицовки δ_0 , см	8—16	6—15	6—20
Удельная материалоемкость на бетонируемый периметр, кН/м:			
бетоноукладчика γ_b	13,0—18,0	18,5—25,0	15,0—16,0
уплотняющего бруса γ_y	2,0—2,2	14,0—17,0 ¹	18,0—22,0 ¹
заглаживающего бруса γ_s	—	1,7—2,2	5,0—8,0
нарезчика швов γ_n	—	1,2—2,5	—
каетки с ножом γ_k	3,0—5,5	8,5—9,5	6,5—7,5
Объемы, м ³ :			
бункера V_b	4,0—8,0	4,0—6,0 ²	6,0—9,0 ²
бака с водой V_v	0,8—1,2	3,0—4,0	3,0—4,0
Рабочая скорость движения, м/с ³ :			
бетоноукладчика v_b	0,012—0,025	0,006—0,025	0,050—0,100
нарезчика швов v_n	0,02—0,03	0,03—0,04	0,03—0,04
Техническая производительность, м ³ /ч:			
бетоноукладчика P_T	14—16	30—60	25—35
нарезчика швов $P_{ш}$	20—40	50—80	80—100

¹ На гусеничном ходу; ² На пневмоколесном ходу; ³ Определяют по формулам для продольной укладки и скорости бункера при поперечной укладке (89) и (91).

Для бетоноукладчиков непрерывного действия рабочая скорость движения v_b определяется заданной технической производительностью и временем, потребным для качественного уплотнения бетонной смеси, м/с:

$$v_b = P_T (3,6 \cdot 10^3 l_{п} \delta_0 k_1)^{-1}, \quad (332)$$

где P_T — техническая производительность бетоноукладчика по бетонной смеси, м³/ч; δ_0 — толщина слоя бетонной облицовки, м; k_1 — коэффициент уплотнения бетонной смеси $k_1 = \gamma_{cy} / \gamma_c = 1,1-1,25$; γ_{cy} — удельный вес уплотненной бетонной смеси, кН/м³, $\gamma_{cy} = 22-26,5$ кН/м³.

Определенная по формуле (332) скорость v_b должна быть меньше значений, определяемых из условий потребной продолжительности вибрирования бетонной смеси, м/с:

$$v_b \leq b_v z_1 (t' \delta_0 k_1)^{-1}, \quad (333)$$

где b_v — ширина вибробруса в направлении движения $b_v \geq (2,5-3,0) \delta_0$. Обычно $b_v = 0,25-0,5$ м; z_1 — число вибробрусьев, последовательно осуществляющих уплотнение. В мелиоративных бетоноукладчиках $z_1=1$; t' — время, необходимое для полного уплотнения бетонной смеси слоем толщиной 0,01 м. Для бетонных смесей с осадкой стандартного конуса 2—4 см $t'=150-160$ с/м.

Объем бункера бетоноукладчика V_b (м³) назначается из условия непрерывности бетонирования при заданной производительности, принятой скорости рабочего хода и продолжительности цикла загрузки. Приняв для виброформ и бетоноукладчиков при глубине канала H_k до 1,5 м продолжительность полного цикла загрузки из транспортного

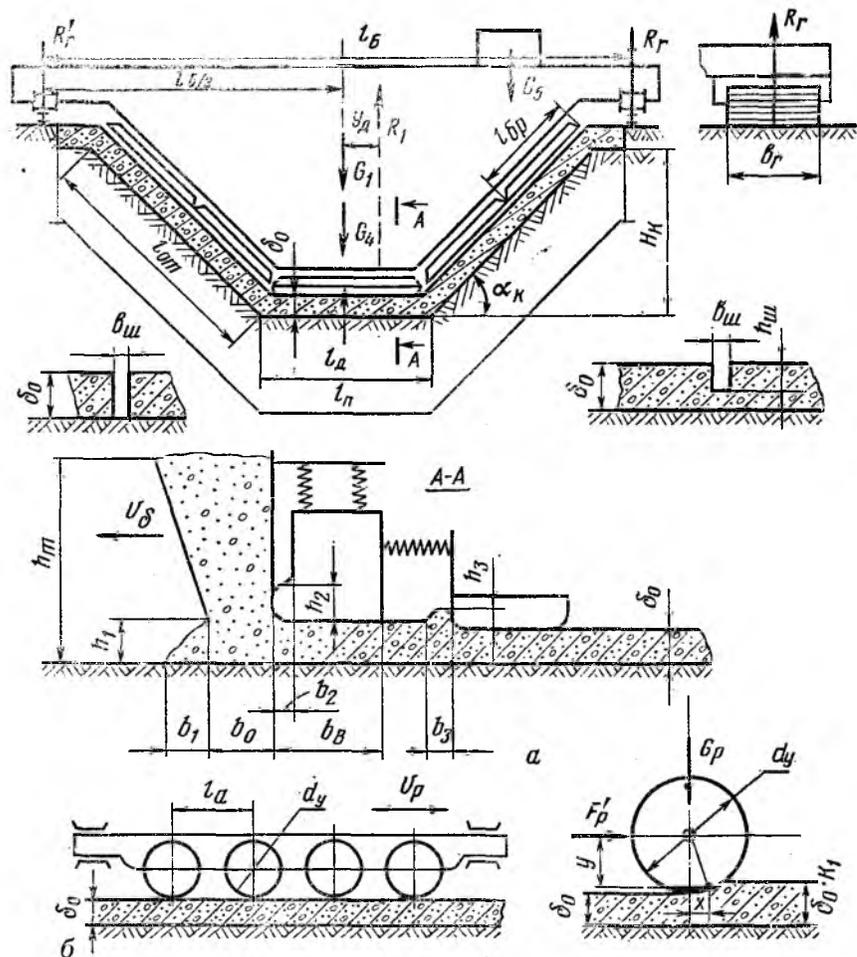


Рис. 171. Схемы к расчету бетоноукладчиков: а — вибрационного уплотнения; б — роликового типа.

средства в распределительный бункер, а из него в бетоноукладочный бункер, и принимая с учетом коэффициента запаса, продолжительность цикла, $T_{ц} = 10-15$ мин получим:

$$V_6 = \Pi_T T_{ц} 60^{-1}. \quad (334)$$

Для полнопрофильных бетоноукладчиков при $H_{к} = 1,5-3$ м и откосных бетоноукладчиков принимают $V_6 = 2-2,5$ м³ (табл. 40).

Чтобы исключить простои бетоноукладчика из-за отсутствия бетонной смеси, продолжительность цикла загрузки $T_{ц}$ должна быть не более, с:

$$T_{ц} = V_6 (l_{ц} \delta_0 k_1 v_6)^{-1}. \quad (335)$$

Для бетоноукладчиков циклического действия, у которых обычно имеются отдельные механизмы передвижения распределительного бункера и уплотняющего бруса, рабочую скорость вибробруса вычисляют по формуле (333), а рабочую скорость бетоноукладочного бункера принимают 0,2—0,4 м/с, исходя из условия качественного и равномерного распределения бетонной смеси по полосе бетонирования.

Параметры уплотняющего вибробруса (рис. 171) — угловую частоту вынужденных колебаний вибробруса ω определяют по формуле, рад/с

$$\omega = 0,1 \delta_0^2 k_1^2 e^{0,16 \delta_0 k_1} l_a^{-1} t^{-1}, \quad (336)$$

где e — основание натурального логарифма, $e = 2,73$; l_a — амплитуда колебаний уплотняющего бруса, см. Для вибробрусев $l_a = 0,03-0,05$ см; t — время воздействия вибробруса на бетонную смесь, с: $t = b_{в} z_1 v_6^{-1}$.

Режимным уравнением работы уплотняющих вибробрусев, определяющим требуемую амплитуду колебаний (l_a , см) и частоту вынужденных колебаний (ω , рад/с) при уплотнении бетонной смеси максимальной толщины является:

$$l_a^2 \omega^2 = [k_0 k_1^3 \delta_0^2 \gamma_0 (k_1 - 1)^2 e^{k_0 \delta_0 k_1}] \cdot [\mu t' (1 - e^{-k_1})]^{-1}, \quad (337)$$

где k_0 — коэффициент затухания колебаний в бетонной смеси, 1/см. Для гидротехнических и дорожных бетонных смесей $k_0 = 0,1-0,3$ 1/см; μ — удельный коэффициент сопротивления бетонной смеси колебаниям (коэффициент вязкого сопротивления), Н·с/см², $\mu = (3-6) 10^{-2}$ Н·с/см²; t' — время воздействия, отнесенное к единице толщины бетонной смеси $t' = 1,5-1,6$ с/см; γ_0 в кг/см³, δ_0 в см.

Суммарный кинетический момент массы дебалансов $M_{к}$ вибраторов, устанавливаемых на вибробрусках, Н·с²:

$$M_{к} = 10^3 g^{-1} G_2 l_a \approx 10^2 G_2 l_a, \quad (338)$$

где G_2 — в кН; l_a — в м; g — м/с².

В качестве вибровозбудителей целесообразно использовать серийные электромеханические вибраторы ненаправленного действия общего назначения.

Требуемое число вибраторов $z_{в}$ вычисляют по формуле:

$$z_{в} = M_{к} M_{в}^{-1}, \quad (339)$$

где $M_{в}$ — кинетический момент массы дебалансов серийного вибратора, Н·с².

Удельная возмущающая сила q , кН/м²:

$$q = z_{в} F_{в} (b_{в} l_{в} z_1)^{-1} \geq [q], \quad (340)$$

где $F_{в}$ — возмущающая сила серийного вибратора, кН, $F_{в} = 10^{-3} M_{в} \omega^2$ ($M_{в}$ — Н·с²; ω — рад/с); $l_{в}$ — длина вибробруса, м. Для полнопрофильных бетоноукладчиков $l_{в} = l_{ц}$; для откосных бетоноукладчиков $l_{в} = b_{бет}$; $b_{бет}$ — ширина бетонирования; $[q]$ — допустимая удельная возмущающая сила, кН/м², $[q] = 22-25$ кН/м².

По принятому числу вибраторов $z_{в}$ и длине бетонизируемого периметра $l_{ц}$ проводят разбивку вибробруса по длине на отдельные конструктивные элементы, чтобы секции были унифицированы и каждая обеспечивала допустимую удельную возмущающую силу. При применении механических дебалансных вибраторов необходимо синхронизовать отдельные виброэлементы на каждой секции, что конструктивно достигается, например, жесткой кинематической связью через общий вал.

На характер распределения колебаний по длине секций вибробруса оказывает влияние его жесткость. Допустимый прогиб бруса y длиной $l_{бр}$ (м) в середине пролета от действия собственного веса, м:

$$y = 10^{-4} l_{бр}.$$

Равномерное распределение амплитуды колебаний бруса зависит от размещения вибраторов по его длине. Расстояние между вибраторами $l_{вibr}$ вычисляют по формуле, м:

$$l_{вibr} = 3 \sqrt{EI g \gamma_y^{-1} \omega^{-2}}, \quad (341)$$

где E — модуль упругости материала вибробруса, кПа; I — момент инерции сечения

вибробруса, м⁴; γ_1 — удельная металлоемкость уплотняющего бруса, кН/м (табл. 40); ω — частота вынужденных колебаний, рад/с; g — в м/с².

На некоторых бетоноукладчиках за вибробрусом устанавливают заглаживающие брусья, уменьшающие шероховатость бетонной смеси. Заглаживающим брусьям сообщается возвратно-поступательное движение, перпендикулярное оси канала (направлению бетонирования) с частотой $\omega_1 = 2-3$ 1/с и амплитудой перемещения $l_{A_0} = 1,5-2,5$ см.

Для изменения толщины слоя бетонной облицовки, фермы или бетоноукладочные бункера поднимают со скоростью 0,14—0,16 м/с. Транспортная скорость бетоноукладчиков и их распределительных бункеров — 0,1—0,5 м/с.

В бетоноукладчиках для повышения стабилизации бетонной смеси на откосах применяют выглаживающие брусья, виброизолированные от вибробруса. За счет распространения упруговязких волн в вибрируемой бетонной смеси выглаживающий брус получает колебательные движения, затухание которых происходит на различном расстоянии от вибробруса. Необходимая длина выглаживающего бруса 0,9—1,4 м при амплитуде и частоте колебаний вибробруса соответственно: 0,02—0,03 см и 24—31 рад/с.

Параметры нарезчиков швов (табл. 40). При полнопрофильной укладке бетонной облицовки нарезают виброножами только поперечные швы, при глубине канала свыше 2,5 м и ширине по дну более 4 м — поперечные и продольные. Параметры швов: температурный — ширина $b_{ш} = 2$ см, глубина $h_{ш} = \delta_0$; усадочный — ширина $b_{ш} = 1$ см, глубина $h_{ш} = (1/2-1/3)\delta_0$ (рис. 171). Скорость нарезки шва — 0,03—0,04 м/с, угловая частота вынужденных колебаний виброножа — 280—570 рад/с.

Параметры поливочных систем. Для ухода за свежееуложенным бетоном на бетоноукладчиках устанавливают поливные системы, обеспечивающие удельный расход воды 2—5 л/м³, а на нарезчиках швов — распылители пленкообразующих эмульсий с удельным расходом 0,3—0,7 кг/м².

Ходовое оборудование бетоноукладчиков и нарезчиков швов выбирают с учетом максимальной нагрузки от металлоконструкций машин, сил тяжести узлов и материалов. В расчетном положении принимают максимально возможные смещения элементов относительно оси машины при коэффициенте неравномерности распределения сил тяжести металлоконструкции, равном 1,2.

Ходовые колеса и рельсы рассчитывают на контактную прочность под нагрузкой R_r (рис. 171), определяемой по формуле (55), где R_1 — вертикальная суммарная реакция, равная полной силе тяжести нагруженной машины, кН. Размеры гусеничного ходового оборудования бетоноукладчиков и нарезчиков швов рассчитывают по допускаемому из условия устойчивости откоса канала среднему удельному давлению на грунт $p_{ср} = 0,04-0,06$ МПа у наиболее нагруженной гусеницы [см. формулу (74)].

§ 2. Тяговый расчет

Тяговое сопротивление бетоноукладчика продольной укладки или бетоноукладочного бункера бетоноукладчика поперечной укладки определяется в рабочем положении при максимальном поперечном сечении бетонированного канала, наибольшей толщине бетонной облицовки и максимальной нагрузке машины материалами (бетонная смесь, вода, эмульсия и др.).

Рассмотрим методику определения составляющих суммарного тягового сопротивления на примере полнопрофильного бетоноукладчика продольной укладки (вибрформы).

Максимальное тяговое сопротивление F' (кН) вычисляют по формуле (59) с учетом сопротивления ветра движению машины $F'_в$. Сопротивление перемещению бетоноукладчика продольной укладки F'_r (кН), учитывая уклон поверхности движения, находят по формуле (рис. 171 и табл. 40):

$$F'_r = [G_1 + G_4 + G_5 - G_c - (G'_2 + G'_3)] (f_m \pm i) = [G_1 + G_4 + G_5 - l_{п} b_0 h_m \gamma_c - (\gamma_y + \gamma_z)(b_d + 2l_{от} \cos \alpha_k)] (f_m \pm i), \quad (342)$$

где G_1-G_5 , γ_c , γ_y , γ_z [см. формулу (331)]; G_c — сила тяжести столба бетонной смеси, опирающегося через выходное отверстие на основание, кН; G'_2 — часть силы тяжести уплотняющего бруса, передаваемая на бетонную смесь, кН; G'_3 — часть силы тяжести заглаживающего бруса, передаваемая на свежееуложенный бетон, кН; f_m — коэффициент сопротивления движению. При перемещении по рельсформам $f_m = 0,2-0,3$, при скольжении по грунту $f_m = 0,5-0,6$, на катках $f_m = 0,2-0,3$, на гусеничном ходу $f_m = 0,1-0,15$; $i = \text{tg } \alpha_y$ (где α_y — угол продольного уклона бетонированного канала), $i = 0,005-0,01$; $l_{от}$, $l_{п}$ — длина соответственно откоса и периметра канала, м; b_d — ширина канала по дну, м; b_0 — ширина выходного отверстия бункера, м, $b_0 = 0,2-0,3$ м; h_m — высота столба материала в бункере, м; α_k — угол наклона откоса к горизонту, град.

Сопротивление перемещению рабочего оборудования F'_{po} (кН) состоит из:

$$F'_{po} = F'_1 + F'_2 + F'_3 + F'_4 + F'_5, \quad (343)$$

где F'_1 — сопротивление перерезанию столба бетонной смеси стенкой бункера, кН; F'_2 — сопротивление от сил трения вибробруса по поверхности возбужденной бетонной смеси, кН; F'_3 — сопротивление от сил трения заглаживающего бруса по поверхности свежееуложенного бетона, кН; F'_4 — сопротивление от перемещения призмы бетонной смеси, скапливающейся перед бункером, уплотняющим и заглаживающим брусьями, кН; F'_5 — дополнительное сопротивление от зачистных лопаток и трения боковых лыж по бетонной смеси, кН.

Эти сопротивления вычисляют по формулам:

$$\begin{aligned} F'_1 &= k_{бет} l_{п} b_0; & F'_2 &= f_1 \gamma_y (b_d + 2l_{от} \cos \alpha_k); \\ F'_3 &= f_2 \gamma_z (b_d + 2l_{от} \cos \alpha_k); & F'_4 &= 0,5 f_3 \gamma_c l_{п} (h_1 b_1 + h_2 b_2 + h_3 b_3); \\ F'_5 &\cong (0,05 - 0,06) F'_{po}, \end{aligned} \quad (344)$$

где $k_{бет}$ — удельное сопротивление перерезанию столба бетонной смеси бункером, кН/м². По данным ВНИИЗеммаш, $k_{бет} = 5-6$ кН/м²; f_1 — коэффициент трения металла по возбужденной бетонной смеси, $f_1 = 0,2-0,5$; f_2 — коэффициент трения металла по свежееуложенному бетону, $f_2 = 0,6-0,65$; f_3 — коэффициент внутреннего трения бетонной смеси, $f_3 = 0,5-0,6$; h_1 , h_2 , h_3 — высота валика бетонной смеси перед бункером, уплотняющим и выглаживающим брусьями, м (рис. 171). Для предварительных расчетов принимают $h_1 = 0,1$ м; $h_2 = 0,05$ м; $h_3 = 0,03$ м; b_1 , b_2 , b_3 — ширина валика бетонной смеси соответственно перед бункером, уплотняющим и заглаживающим брусьями, м (рис. 171). Для предварительных расчетов принимают $b_1 = 0,07$ м, $b_2 = 0,04$ м и $b_3 = 0,03$ м.

Сопротивление от сил инерции при разгоне машины $F'_н$ (кН) определяют по формуле (63), где $G = G_1 + G_4 + G_5$ и $t_p = 1,5-2$ с.

Сопротивление ветра движению машины $F'_в$ (кН) вычисляют по формуле (68), умножая на коэффициент k_2 , учитывающий решетчатость конструкции; $k_2 = 1$ — для вибрформ, $k_2 = 0,3-0,4$ — для бетоноукладчиков.

Для откосных и неполнопрофильных бетоноукладчиков расчет ведут для укладочного бункера по той же методике, учитывая ширину укладываемой полосы. Тяговое сопротивление при переходе на следующую полосу бетонирования [см. формулу (331)] $F' = G_1 (f_m + i)$.

§ 3. Баланс мощности бетоноукладчика

Его определяют в рабочем и транспортном положениях.

В рабочем положении мощность привода N' , кВт:

$$N' = N'_{\text{пер}} + N'_T + N'_{\text{вибр}} + N'_{\text{загл}} + N'_{\text{нас}} + N'_d, \quad (345)$$

где $N'_{\text{пер}}$, N'_T , $N'_{\text{вибр}}$, $N'_{\text{загл}}$, $N'_{\text{нас}}$, N'_d — соответственно мощность, затрачиваемая на перемещение бетоноукладчика с рабочей скоростью с учетом буксования и разгона, на привод загрузочных транспортеров или скиповых ковшей, на привод виброэлементов вибробруса, на привод заглаживающего бруса, на привод центробежного насоса, на привод дополнительных устройств (систем освещения, управления и др.), кВт, $N'_{\text{пер}}$ определяют по формулам (12) — (14), $N'_{\text{нас}}$ берут по характеристике насоса, N'_d принимают 5—7% суммы остальных мощностей, а N'_T — по расчету транспортирующих устройств.

Мощность, затрачиваемая на привод виброэлементов вибробруса, $N'_{\text{вибр}}$ находят по формуле, кВт:

$$N'_{\text{вибр}} = M_b^2 \omega^3 10^{-6} z_b g (\gamma_y l_{\text{бр}} \eta_1 \eta_2)^{-1} = 10^{-5} z_b M_b^2 \omega^3 (\gamma_y l_{\text{бр}} \eta_1 \eta_2)^{-1}, \quad (346)$$

где M_b в Н·с²; ω — в рад/с; γ_y в кН/м (табл. 40); $l_{\text{бр}}$ в м; g в м/с²; η_1 — к. п. д. вибробруса, учитывающий потери в подшипниках дебалансного вала и угол сдвига фазы между перемещением и возмущающей силой; $\eta_2 = 0,50—0,65$; η_2 — механический к. п. д. привода вибратора, $\eta_2 = 0,85—0,90$.

К. п. д. вибробруса вычисляют по формуле:

$$\eta_1 = l_a \sin \alpha_\phi (l_a \sin \alpha_\phi + 0,5 f_k d)^{-1}, \quad (347)$$

где l_a — расчетная амплитуда колебаний вибробруса, см; α_ϕ — угол сдвига фазы между перемещением и возмущающей силой, $\alpha_\phi = 45^\circ$; f_k — коэффициент трения качения в подшипниках качения дебаланса, $f_k = 0,006$; d — номинальный диаметр приводного вала в месте сопряжения с кольцом подшипника, см.

Мощность, затрачиваемая на привод заглаживающего бруса, $N'_{\text{загл}}$ определяют по формуле, кВт:

$$N'_{\text{загл}} = F'_3 l_{a_0} \omega_1 \eta_3^{-1}, \quad (348)$$

где F'_3 в кН [см. формулу (344)]; l_{a_0} — амплитуда перемещения заглаживающего бруса, м, $l_{a_0} = 0,015—0,025$ м; ω_1 — угловая частота продольных колебаний заглаживающего бруса, рад/с, $\omega_1 = 2—3$ 1/с; η_3 — механический к. п. д. привода перемещения заглаживающего бруса, $\eta_3 = 0,80—0,85$.

Для бетоноукладчиков поперечной укладки расчет проводят аналогично для распределительного бункера и машины в целом.

§ 4. Тяговый расчет и баланс мощности нарезчика швов

В тяговом расчете учитывается максимальное сопротивление передвижению виброножа в свежееуложенном бетоне при нарезке температурных швов.

По опытным данным ВНИИЗеммаш, сопротивление передвижению виброножа в свежееуложенном бетоне составляет: $F'_{\text{вн}} = 0,8$ кН при $b_{\text{ш}} = 1$ см и $h_{\text{ш}} = 10$ см; $F'_{\text{вн}} = 1,5$ кН при $b_{\text{ш}} = 2$ см и $h_{\text{ш}} = 20$ см. Промежуточные значения можно определять методом линейной интерполяции.

При нарезке поперечных швов сопротивление перемещению рабочего оборудования $F'_{\text{ро}}$, кН:

$$F'_{\text{ро}} = F'_{\text{вн}} + l_n \gamma_k \sin \alpha_k + F'_{\text{кар}}, \quad (349)$$

где $F'_{\text{вн}}$ — максимальное сопротивление передвижению виброножа в свежееуложенном бетоне; $F'_{\text{кар}}$ — сопротивление от перемещения каретки с учетом ее силы тяжести и внецентренного приложения нагрузки $F'_{\text{вн}}$ [см. формулу (61)].

При нарезке продольных швов сопротивление перемещению нарезчика швов $F'_{\text{н.ш}}$, кН:

$$F'_{\text{н.ш}} = \gamma_n l_n (f_m \pm i) + z_n F'_{\text{вн}} + F'_n + F'_b, \quad (350)$$

где z_n — число виброножей для нарезки продольных швов; F'_b — сопротивление ветра движению нарезчика швов, кН. Определяют по формуле (68) с учетом k_2 ($k_2 = 0,2—0,3$ — коэффициент, учитывающий решетчатость конструкции нарезчика швов); F'_n — сопротивление от сил инерции при разгоне нарезчика швов, находят по формуле (63); γ_k , γ_n находят по таблице 40.

Баланс мощности нарезчика швов определяют в рабочем положении при нарезке продольных и поперечных швов.

При нарезке продольных швов мощность привода, кВт:

$$N' = N'_n + N'_{\text{вибр}} + N'_{\text{нас}} + N'_d, \quad (351)$$

где N'_n , $N'_{\text{вибр}}$, $N'_{\text{нас}}$, N'_d — соответственно мощность на перемещение нарезчика швов с учетом буксования и разгона [см. формулы (12) — (14)]. Привод вибраторов ($N'_{\text{вибр}} = 3—5$ кВт на 1 нож), на привод устройств для подачи и распыления защитной эмульсии, кВт; $N'_{\text{нас}}$ определяется характеристикой насоса; привод дополнительных устройств N'_d приближенно можно принимать в размере 5—7% суммы остальных мощностей, кВт.

При нарезке поперечных швов мощность привода, кВт:

$$N' = N'_{\text{пер.кар}} + N'_{\text{вибр}} + N'_{\text{нас}} + N'_d, \quad (352)$$

где $N'_{\text{пер.кар}}$ — мощность привода перемещения каретки с виброножом с рабочей скоростью [см. формулу (12)], где $F' = F'_{\text{ро}}$ по формуле (349), кВт, а $v_p = v_{\text{кар}}$.

§ 5. Производительность

Для бетоноукладчиков продольной укладки Π_T определяют по формулам (89) и (90), поперечной укладки, м³/ч:

$$\Pi_T = 3,6 \cdot 10^3 b_{\text{бет}} \delta_0 l_n T_n^{-1}, \quad (353)$$

где $b_{\text{бет}}$ — ширина бетонирования за один проход, м; T_n — продолжительность одного цикла, с:

$$T_n = (t_1 + t_2 + t_3) z_0 + t_4 + t_5 + t_6,$$

где t_1 — время выгрузки бетонной смеси из транспортного средства в укладочный (распределительный) бункер, с, $t_1 = 60—70$ с; t_2 — время перемещения груженого бункера от места загрузки к месту начала бетонирования, укладки бетонной смеси и возвращения под загрузку, с; t_3 — время, затрачиваемое на управление затвором бункера, с, $t_3 = 15—20$ с; z_0 — число разгрузок бункера при бетонировании одной полосы; t_4 — время уплотнения полосы вибробрусом, с; t_5 — время холостого хода вибробруса, с; t_6 — время передвижения машины на новую позицию и ее настройка, с, $t_6 = 50—70$ с. При совмещении отдельных операций цикла по времени (например, холостой ход вибробруса и передвижение машины на новую позицию, совмещение распределения бетона с уплотнением и др.) необходимо исключать время совпадающих операций.

Производительность нарезчика швов $\Pi_{\text{тн}}$ равна, м/ч:

$$\Pi_{\text{тн}} = 3600 l_{\text{ш}} (t_7 + t_8 + t_9 + t_{10})^{-1},$$

где $l_{\text{ш}}$ — максимальная длина швов, нарезаемых за один цикл, м; t_7 — время нарезки поперечных швов, с; t_8 — время возврата каретки с ножом в исходное положение, с; t_9 — время нарезки продольных швов, с; t_{10} — время, затрачиваемое на вспомогательные операции, с; $t_{10} = 5—15$ с. Время t_2 , t_4 , t_5 , t_7 , t_8 , t_9 определяется длиной пути движения и скоростью движения рабочего органа.

§ 6. Методика расчета уплотняющего органа роликового типа

Для уплотнения жестких бетонных смесей традиционный способ вибрационного уплотнения непригоден из-за низкого водоцементного отношения. В этом случае применяют уплотняющий орган роликового

вию силы F_H и условной силы трения F_T . Угол наклона R к нормали есть условный угол трения φ_K . Соотношения (рис. 172, а) между силами:

$$F_H F_0^{-1} = \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_K) \text{ и } F_T F_H^{-1} = \operatorname{tg} \alpha_K; \quad (357)$$

$$R = \sqrt{F_H^2 + F_T^2} = \sqrt{F_0^2 + F_H^2} = \sqrt{F_H^2 [1 + \operatorname{ctg}^2(\alpha + \varphi_K)]} = F_H \sin^{-1}(\alpha + \varphi_K), \quad (358)$$

$$F_T = R \sin \varphi_K; \quad F_H = R \cos \varphi_K; \quad F_0 = R \cos(\alpha + \varphi_K). \quad (359)$$

Формулы (357), (359) дают приближенное значение усилий, так как условный угол трения φ_K зависит от диаметра, породы кустарника, времени года, температуры, угла α , толщины ножа, угла заточки, состояния поверхности ножа, степени затупления.

Из приведенных выражений видно, что с уменьшением α сила F_H будет снижаться, а сила F_0 — возрастать, что подтверждается экспериментально (рис. 173).

Угол захвата α целесообразно уменьшать для снижения F_H и тягового сопротивления при внедрении рабочего органа в ствол, но это уменьшение ограничивается возрастанием боковой силы F_0 и увеличением длины рабочего органа. Поэтому принимают $2\alpha = 52-64^\circ$, $\alpha = 26-32^\circ$, что обеспечивает также условие резания со скольжением $\alpha_H = 90^\circ - \alpha = 64-58^\circ \geq \varphi_K = 15-58^\circ$ для различных пород кустарника, диаметров стволов и параметров ножа. Под тем же углом 2α устанавливают боковые щиты отвала (рис. 172, в), что обеспечивает условие скольжения свежесрезанного кустарника по боковым щитам.

Сопротивление срезанной массы сдвигу F'_0 (рис. 172, в) направлено обратно движению. Разложив F'_0 на $F'_0 \cos \alpha$ и $F_1 = F'_0 \sin \alpha$, найдем условие свободного перемещения кустарника вдоль боковых щитов отвала $F_{\text{тр}} < F_0$ или $F_1 \operatorname{tg} \varphi_c = F'_0 \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi_c < F'_0 \cos \alpha$, $\operatorname{tg} \varphi_c < \operatorname{ctg} \alpha$, откуда $\alpha < 90^\circ - \varphi_c$, где φ_c — угол трения, $\varphi_c = 32-40^\circ$.

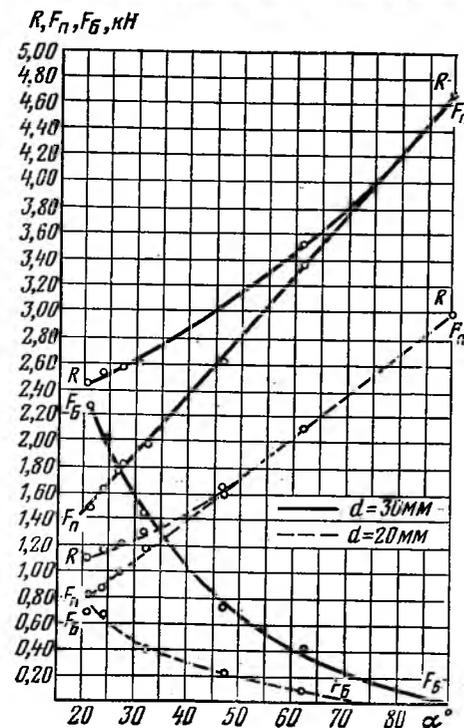
Угол наклона верхних щитов β_B (рис. 172, б) выбирают из условия $\beta_B > \varphi_c$ для свободного скольжения вниз кустарника, попавшего на отвал. Из условия устойчивости ножей выбирают угол заострения ножа (рис. 172, б) $\gamma = 25-30^\circ$ и для облегчения заточки $\gamma_1 = 10^\circ$, толщину ножа $\delta_H = 12-16$ мм. Ширина выступающей части ножа $b_H = 270-450$ мм.

Чтобы рабочий орган не зарывался, положение центра шарового шарнира $O_{\text{ш}}$ определяется условием $l_1 \geq 0,43 l_{\text{po}}$ (рис. 172, з).

Из условия (рис. 172, в) свободного прохода трактора по расчищаемой полосе ширина захвата, м:

$$b_3 \geq 1,05 b_0 + 2b_H + 2b_{\text{зап}}, \quad (360)$$

Рис. 173. Зависимость сил R , F_H , F_0 от угла захвата α и диаметра d ствола ольхи.



где b_0 — ширина базовой машины (трактора), м; b_H — ширина ножа кустореза, м; $b_{\text{зап}}$ — запас от края гусеницы до вертикальной стенки рабочего органа кустореза, м; $b_{\text{зап}} = 0,1-0,2$ м; 1,05 — коэффициент, учитывающий сужение срезаемой полосы вследствие упругости кустарника.

Окончательно ширина захвата уточняется после тягового расчета (см. § 2).

У корчевателя (корчевателя-собирателя) к основным параметрам относятся: максимальная глубина рыхления (заглубления) $h_{\text{кор}}$, число зубьев z_K , расстояние между зубьями b_0 , длина зуба $l_{\text{зуб}}$, ширина захвата максимальная b_3 . Обычно $h_{\text{кор}} = 300-650$ мм; для корчевателя $z_K = 3-6$, корчевателя-собирателя $z_K = 6-12$ (большие значения относятся к большей ширине захвата). Расстояние между осями зубьев $b_0 = 300-500$ мм (табл. 22). Длина зуба (табл. 22 и 23) $l_{\text{зуб}} = h_{\text{кор}} + (50-60)$ мм. Максимальная ширина захвата b_3 определяется тяговым расчетом (см. § 2).

У кустарниковых граблей основными параметрами являются: ширина захвата максимальная b_3 , число зубьев z_T , длина зуба $l_{\text{зуб}}$, ширина зуба $b_{\text{зуб}}$, геометрические параметры зубьев.

Максимальная ширина захвата b_3 (табл. 24) определяется тяговым расчетом (см. § 2) $b_3 \geq b_0 + b_{\text{зап}}$, где $b_{\text{зап}} = 0,25-0,3$ м (рис. 172, в). Длину зуба $l_{\text{зуб}}$ вычисляют предварительно $l_{\text{зуб}} = 0,5-1,2$ м и уточняют при тяговом расчете (см. § 2), исходя из необходимости размещения на зубьях определенного объема растительной массы. Число зубьев $z_T = 5-8$. Ширину зубьев $b_{\text{зуб}}$ выбирают из условия предельного заглубления и смятия почвы, м:

$$R_{\text{po}} z_T^{-1} = \rho_T l_{\text{зуб}} b_{\text{зуб}} h'_m; \quad b_{\text{зуб}} = R_{\text{po}} (z_T \rho_T l_{\text{зуб}} h'_m)^{-1},$$

где R_{po} — суммарная вертикальная реакция при полной загрузке рабочего органа, кН, $R_{\text{po}} = G_{\text{po}} + G_K + G_P$ (где G_{po} , G_K , G_P — соответственно вес рабочего органа, древесной срезаемой массы и части веса толкающей рамы, приходящейся на рабочий орган, кН); ρ_T — коэффициент удельного сопротивления смятию для торфяных грунтов, $\rho_T = (4+5)10^{-9}$ кН/м³; h'_m — предельное заглубление зуба в торфяную почву, $h'_m \leq 0,07$ м.

По опытным данным геометрические параметры (рис. 172, д) зубьев определяют соответствующими углами и размерами: $\gamma_T = 4-6^\circ$ во избежание сгущения почвы; $\psi_T = 30-35^\circ$, $\alpha_T = 35-40^\circ$, $l'_T \leq 20-25$ мм, $l''_T = 15-20$ мм, $l'''_T = 20-25$ мм. Клин впереди зуба поднимает срезанную массу на зуб, не давая последнему подниматься по массе кустарника. При выборе параметров можно руководствоваться данными таблицы 24.

§ 2. Определение мощности тяговых сопротивлений и тяговый расчет машин с пассивным рабочим органом

Мощность. Мощность двигателя базовой машины (гусеничного трактора) можно предварительно определить из соотношения, кВт:

$$N_{\text{дв}} = b_3 k_0^{-1}, \quad (361)$$

где b_3 — максимальная ширина захвата, м; k_0 — коэффициент соотношения м/кВт. Можно принимать для предварительных расчетов: для кусторезов $k_0 = 0,03-0,05$, для корчевателей $k_0 = 0,01-0,03$, для корчевателей-собирателей $k_0 = 0,035-0,045$, для кустарниковых граблей $k_0 = 0,045-0,065$.

Уточненный расчет мощности проводят по формуле (1) (при $N_{\text{po}} = 0$, $N_T = 0$), (2), (12) — (14), а также проверяют в момент подъема рабочего органа при $F_{\text{цmax}}$ (см. § 3).

где k' — коэффициент, определяющий соотношение вертикальной $R_{ов}$ и горизонтальной $R_{ог}$ составляющих усилия корчевания. Для торфяных грунтов $k'=1,5-3$, для минеральных $k'=1,1-1,5$. При корчевании пней, кН:

$$R_{ог} = z_{п} F_{кор} = \Sigma F_{кор}, \quad (370)$$

где $\Sigma R_{кор}$ — суммарная горизонтальная составляющая (кН) усилия корчевания всех $z_{п}$ одновременно корчующих пней (табл. 42).

Таблица 42. Среднемаксимальные значения усилия корчевания пней $F_{кор}$ горизонтальной силой, кН (для супесчаных грунтов*)

Порода пня	Диаметр пней $d_{п}$ (мм) на высоте 0,6 м								
	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Береза	19,6	24,5	53,9	73,5	93,1	122,6	156,9	201,0	205,9
Пихта	16,2	24,2	39,2	68,6	88,2	102,9	147,1	176,5	—
Осина	17,6	24,5	49,0	63,7	73,5	93,1	102,9	147,1	156,9

* Для суглинков (1,5—2) $F_{кор}$, для торфа (0,3—0,5) $F_{кор}$.

Приближенно $F_{кор} = 9,81 k'_{кор} \sqrt{d_{п}^3}$ (кН), где $k'_{кор} = 0,07, 0,06$ и $0,05$ соответственно для сосны, березы (пихты) и осины.

Число одновременных корчующих пней:

$$z = 0,01 b_{з} \sqrt{z'_{п}} \text{ или } z \cong 1,5^{-1} b_{з} (z'^{-1}_{п})^{1,5},$$

где $b_{з}$, $z'_{п}$ — соответственно ширина захвата (м) и число пней на 1 га.

Пни диаметром более 300 мм корчуют поодиночке.

При корчевании кустарника, кН:

$$R_{ог} = 10^{-3} k_{кор} \Sigma d_c = 10^{-3} k_{кор} z d_c, \quad (371)$$

где Σd_c — суммарный диаметр одновременно корчующих стволов, мм; d_c — диаметр ствола, мм; $k_{кор}$ — удельное сопротивление кустарника корчеванию (табл. 43), Н/мм.

Максимально возможное значение $R_{ог}$ определяют по формуле (365) при $k_{п} = 1,5-2$.

Таблица 43. Удельное сопротивление кустарника корчеванию $k_{кор}$, Н/мм

Порода кустарника	Торфяной грунт		Минеральный грунт	
	максимальное	среднее	максимальное	среднее
Ольха	78,4	30,9	100,0	34,2
Береза	66,6	38,0	92,2	43,2
Лоза	31,4	24,1	41,2	16,1

Сопротивление перемещению рабочего органа, кН:

$$F'_{ро} = F'_к + F'_р + F'_в, \quad (372)$$

где $F'_к$, $F'_р$ и $F'_в$ — соответственно тяговые сопротивления на корчевание, рыхление и волочение растительной массы, кН.

$$F'_к = R_{ог}, \quad (373)$$

$$F'_р = 10^{-3} k'_{рых} b_{з} h_{р} \lambda_{р}, \quad (374)$$

где $k'_{рых}$ — коэффициент сопротивления рыхлению грунта, $k_{рых} = 29-49$ кПа для грунтов без крупных корней и дернового покрова, $k'_{рых} = 98-196$ кПа при значительном количестве корней кустарников и деревьев; $b_{з}$ — ширина захвата, м; $h_{р}$ — глубина рыхления, м, $h_{р} = 0,1-0,25$ м; $\lambda_{р}$ — коэффициент неполноты рыхления за счет расстояния между зубьями, $\lambda_{р} = 0,4-0,75$.

$$F'_в = G_{в} f_{в} = b_{з} l_{м} h_{м} \gamma_{м} f_{в}, \quad (375)$$

где $G_{в}$ — максимальная сила тяжести волочащейся перед отвалом массы, кН; $l_{м}$, $h_{м}$ — соответственно максимальная длина и высота волочащейся массы, $l_{м} = 1-2$ м, $h_{м} = 1,3-1,9$ м; $\gamma_{м}$ — удельный вес волочащейся массы, $\gamma_{м} = 1,5-4$ кН/м³; $f_{в}$ — коэффициент сопротивления волочению массы, $f_{в} = 0,9-1,2$.

При рыхлении грунта и перемещении массы корчевателем-собирателем без корчевания (кН) F' вычисляют также по формуле (59), $F'_г$ — по формуле (60); R_1 — по формуле (368), $R_{ов}$ — по формуле (369) при $(0,2-0,4) k'$. $F'_{ро}$ определяют по формуле (372) при $F'_к = 0$.

У кустарниковых граблей (рис. 174, е) общее тяговое сопротивление определяют по формуле (59), $F'_г$ — по формуле (60). В последней формуле при плавающем положении подъемных гидроцилиндров R_1 вычисляют аналогично формуле (364). При горизонтальной раме $\gamma_{р} = 0$.

Сопротивление перемещению рабочего органа, кН:

$$F'_{ро} = F'_{тр} + F'_п, \quad (376)$$

где $F'_{тр}$ и $F'_п$ — соответственно сопротивление перемещению (трению) рабочего органа со срезанной массой о грунт и трению о грунт волочащейся перед рабочим органом массы, кН:

$$F'_{тр} = R_{ро} f_{пр}, \quad (377)$$

где $F'_{тр}$ — сила трения зубьев и срезанной массы по грунту, кН; $R_{ро}$ — вертикальная составляющая суммарной реакции на рабочий орган со стороны грунта, кН. $R_{ро}$ (кН) определится из уравнения равновесия рабочего органа и рамы относительно шарнира О (рис. 174, е)

$$R_{ро} = \frac{G_{ро}(l_4 + l_6) + G_{р} l_4 + G_{п} l_5 + G_{м}(l_2 + l_4 + l_6) - F_{п} l_7 + F'_п(h_о - h_{п})}{l_1 + l_2 + l_4 + l_6 - f_{пр} h_о}, \quad (378)$$

где $G_{м}$, $G_{ро}$, $G_{р}$, $G_{п}$ — соответственно вес срезанной массы над зубьями, рабочего органа, толкающей рамы и гидроцилиндра; $h_о$, $h_{п}$ — соответственно высота упругого шарнира и центра тяжести волочащейся перед рабочим органом массы; l_1-l_7 — плечи сил.

$$G_{м} \cong b_{з} l_{з} h_{м} k_{п} \gamma_{м}, \quad (379)$$

где $b_{з}$ — ширина захвата, м; $l_{з}$ — длина зубьев, м; $h_{м}$ — наибольшая высота собранной массы, $h_{м} = 1,3-1,9$ м; $k_{п}$ — коэффициент наполнения рабочего органа, $k_{п} = 0,85-0,95$; $\gamma_{м}$ — удельный вес массы на граблях, $\gamma_{м} = 1,5-4$ кН/м³; $f_{пр}$ — приведенный коэффициент трения зубьев и собранной массы по поверхности почвы:

$$f_{пр} = 0,5 (f + f_{в}), \quad (380)$$

где f и $f_{в}$ — соответственно коэффициент трения стали по грунту (табл. 32) и сопротивления волочению массы по грунту, $f_{в} = 0,9-1,2$.

Согласно рисунку 174, е,

$$F'_п = G'_м f_{в} = b_{з} l' h'_м \eta'_м \gamma'_м f_{в}, \quad (381)$$

где $G'_м$ — вес растительности, перемещающейся перед зубьями, кН; l' — длина сгруженной массы, волочащейся перед зубьями, $l' = 0,6-1,1$ м; $h'_м$ — высота той же массы перед зубьями, $h'_м = 0,8-1,3$ м; $\eta'_м$ — коэффициент, учитывающий форму массы, волочащейся перед зубьями, $\eta'_м = 0,6-0,8$.

Возможность движения с рабочей нагрузкой для кусторезов, корчевателей, корчевателей-собирателей и кустарниковых граблей определяется по формуле (64), где сцепной вес $G_{сц} \cong R_1$ кН.

§ 3. Усилия в механизмах управления машин с пассивными рабочими органами

Для кусторезов в момент начала подъема рабочего органа (рис. 174, а) из условия равновесия рабочего органа и толкающей рамы относительно шарнира O суммарное усилие в штоках гидроцилиндров, кН:

$$F_{\text{ц}} = [R_{\text{в}}(l_1 + l_2) + R_{\text{г}}(h_0 - h_{\text{ш}})] l_{\text{ц}}^{-1}, \quad (382)$$

где $R_{\text{в}}$ и $R_{\text{г}}$ находят соответственно по формулам (363) и (365); h_0 и $h_{\text{ш}}$ — высоты шарниров.

Когда кусторез при переезде через выемку опирается на грунт рабочим органом и задней точкой гусениц (рис. 174, б), из условия равновесия жесткой системы рабочий орган — трактор, суммарная вертикальная реакция на рабочий орган $R'_{\text{ро}}$ со стороны грунта, кН:

$$R'_{\text{ро}} = [G(l_4 + l_5) - R_{\text{г}} h_{\text{ш}}] (l_4 + l_5 + l_6)^{-1}, \quad (383)$$

где G — суммарный вес системы (трактор, рама, рабочий орган), кН.

Для сохранения жесткости системы при переходе через выемку из условия равновесия рамы с рабочим органом относительно шарнира O суммарное усилие в штоках запертых гидроцилиндров, кН:

$$F_{\text{ц}} = [R'_{\text{ро}}(l_5 + l_6) - R_{\text{в}}(l_1 + l_2) - R_{\text{г}}(h_0 - h_{\text{ш}})] l_{\text{ц}}^{-1}. \quad (384)$$

Для расчета гидросистемы выбирают максимальное значение, полученное по формулам (382) и (384), так как в случае заклинивания рабочего органа предохранительный клапан ограничивает усилие в штоках.

Для корчевателя-собиранья или корчевателя в момент начала подъема рабочего органа (рис. 174, д) из условия равновесия рабочего органа и толкающей рамы относительно шарнира O суммарное усилие в штоках подъемных гидроцилиндров, кН:

$$F_{\text{ц}} = [R_{\text{ов}}(l_1 + l_2 + l_3) + R_{\text{ог}}(h_{\text{кор}} + h_1) + G_{\text{кор}}(l_2 + l_3) + G_{\text{р}} l_3 + G_{\text{ц}} l_4] l_{\text{ц}}^{-1}, \quad (385)$$

где $R_{\text{ог}}$ и $R_{\text{ов}}$ находят по формулам (369) — (371); $G_{\text{кор}}$, $G_{\text{р}}$, $G_{\text{ц}}$ — соответственно силы тяжести рабочего органа, рамы, гидроцилиндров.

Следует проверить $F_{\text{ц}}$ при переходе через выемку аналогично формулам (383) и (384).

Из условия равновесия поворотного отвала (рис. 174, д) относительно шарнира O^1 суммарное усилие в штоках поворотных цилиндров, кН:

$$F_{\text{цп}} = [R_{\text{ов}} l' + R_{\text{ог}}(h_{\text{кор}} + h_1)] l_{\text{цп}}^{-1}, \quad (386)$$

где l' , h_1 — плечи сил.

Для кустарниковых граблей усилие в штоках гидроцилиндра определяют аналогично кусторезам.

§ 4. Статический расчет машин с пассивными рабочими органами

Условия устойчивости и удельные давления на грунт для всех машин с передним навесным рабочим органом определяют в следующих расчетных положениях.

В вертикальной продольной плоскости: рабочее положение при максимальной нагрузке на рабочий орган; при подъеме рабочего органа и горизонтальном положении толкающей рамы (рис. 174, з); транспортное положение — спуск под уклон с торможением (ветер под уклон).

В горизонтальной плоскости: рабочее положение при несимметричной нагрузке.

Для кустореза в вертикальной плоскости в рабочем положении условия устойчивости будут различными, когда гидроцилиндры в плавающем или в запертом положении.

При «плавающем» положении гидроцилиндров (рис. 174, в) вертикальная составляющая суммарной нагрузки на рабочий орган $R_{\text{в}}$ не действует на базовую машину. Реакция толкающей рамы передается на шарниры O , в составе горизонтальной составляющей $R_{\text{г}}$ и вертикальной $R_{\text{г}} \text{tg } \gamma_{\text{р}}$, где $\gamma_{\text{р}}$ — угол наклона рамы к горизонту. Устойчивость базовой машины относительно линии опрокидывания ББ определяют по формуле 77, причем моменты кН·м:

$$M_{\text{опр}}^{\text{ББ}} = R_{\text{г}} h_0 + R_{\text{г}} \text{tg } \gamma_{\text{р}} l_1, \quad M_{\text{уст}}^{\text{ББ}} = G_6 l_2 + G_{\text{ц}} l_3 + G'_{\text{р}} l_1. \quad (387)$$

Вертикальная составляющая суммарной реакции грунта на ходовое оборудование базовой машины, кН:

$$R_1 = G_6 + G'_{\text{р}} + G_{\text{ц}} - R_{\text{г}} \text{tg } \gamma_{\text{р}}. \quad (388)$$

Смещение центра давления D относительно середины опорной поверхности O :

$$x_{\text{д}} = - [(G'_{\text{р}} - R_{\text{г}} \text{tg } \gamma_{\text{р}}) l_1 + G_6 l_2 + G_{\text{ц}} l_3 - R_{\text{г}} h_0 - R_1 0,5 l_6] R_1^{-1}. \quad (389)$$

При «запертом» положении гидроцилиндров трактор с рамой и рабочим органом образует жесткую систему. Суммарная вертикальная составляющая $R_{\text{в}}$ влияет на устойчивость машины (рис. 174, з, I положение). Аналогично предыдущему, моменты, кН·м:

$$M_{\text{опр}}^{\text{АА}} = G_{\text{ц}} l_2 + R_{\text{в}} l_1, \quad M_{\text{уст}}^{\text{АА}} = R_{\text{г}} h_{\text{ш}} + G_6 l_4 + G'_{\text{р}} l_3. \quad (390)$$

$$R_1 = G_6 + G'_{\text{р}} + G_{\text{ц}} + R_{\text{в}},$$

$$x_{\text{д}} = [G_6 l_4 + G'_{\text{р}} l_3 - G_{\text{ц}} l_2 - R_{\text{в}} l_1 + R_{\text{г}} h_{\text{ш}} + R_1 0,5 l_6] R_1^{-1}. \quad (391)$$

В горизонтальной плоскости при работе кустореза одной стороной рабочего органа (срезание одиночного ствола или неоднородного кустарника) вследствие несимметричности нагрузки возникает поворачивающий момент (рис. 174, ж): при срезании одиночного ствола серединой или передним концом ножа, кН·м:

$$M_{\text{пов}}^{\text{г}} = F_6 l_1 - F_{\text{ц}} l_3 \quad \text{или} \quad M_{\text{пов}}^{\text{г}} = F'_6 l'_1 - F'_{\text{ц}} l'_3, \quad (392)$$

где $F_{\text{ц}} = R_{\text{г}}$; $F'_6 = R_{\text{г}}$, кН; F_6 , F'_6 находят по формулам (357).

При срезании кустарника одной стороной рабочего органа (кН·м) $M_{\text{пов}}^{\text{г}}$ — определяют также по формуле (392) для середины ножа, но $F_{\text{ц}} = k_{\text{сум}} 0,5 b_3$ (где b_3 — ширина захвата, м; $k_{\text{сум}}$ — суммарное удельное сопротивление на 1 м ширины захвата) [см. формулу (367)].

Момент, удерживающий от поворота, кН·м:

$$M_{\text{уд}} = F_{\text{тр}} l_2 + M_6 = R_{\text{ро}} f l_2 + M_6 = 0,5 z_c l_3 l_{\text{ро}} M_c f l_2 10^{-4} h_{\text{ср}}^{-1} + M_{\text{уд}}^{\text{г}}, \quad (393)$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения рабочего органа о грунт, кН; $M_{\text{уд}}^{\text{г}}$ — момент удерживающий базовой машины, кН [см. формулы (85), (86)]; $R_{\text{ро}}$ — суммарная вертикальная составляющая реакций согнутого кустарника на рабочий орган, кН; f — коэффициент трения стали по дерну (табл. 32); z_c — число стволов на 1 га; $l_{\text{ро}}$ — длина рабочего органа, м; M_c — изгибающий момент для наклона ствола диаметром d_c , кН·м, $M_c = A d_c^3 10^6$ ($A = 0,451; 0,744; 0,578$ кН соответственно для ольхи, березы и лозы); d_c — максимальный диаметр стволов, см; $h_{\text{ср}}$ — средняя высота среза, м; $h_{\text{ср}} = 0,032-0,04; 0,05-0,069; 0,033-0,038$ соответственно для ольхи, березы и лозы.

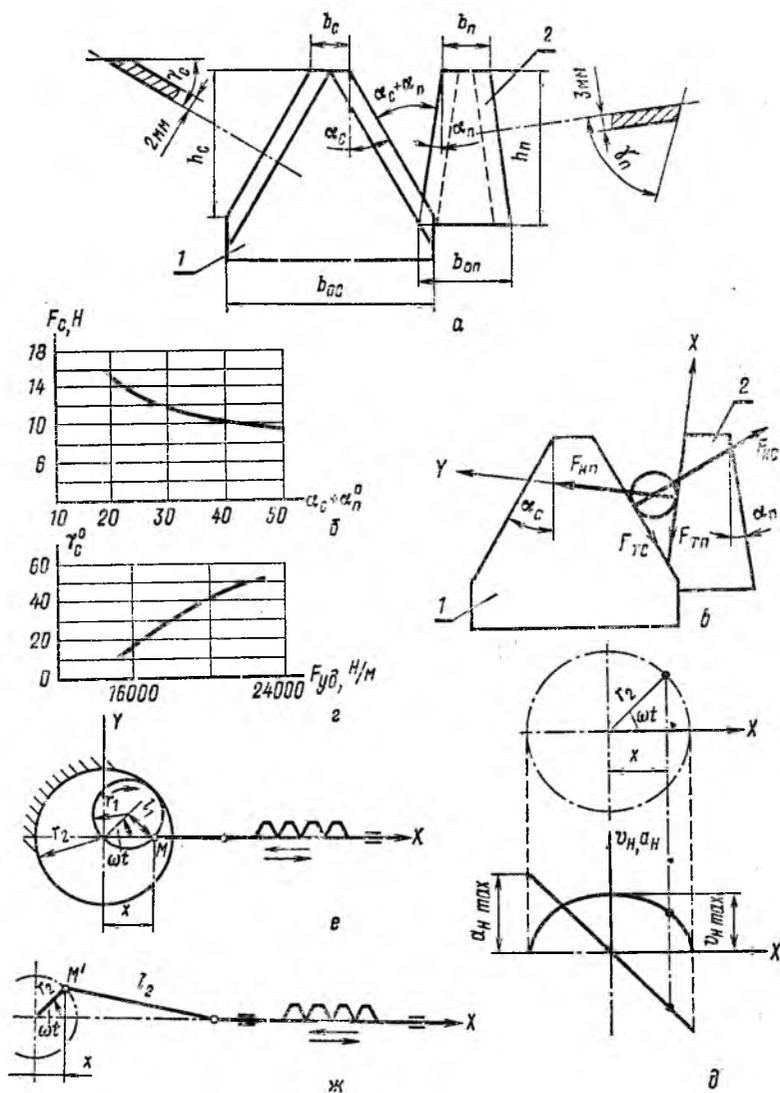


Рис. 175. Схемы к выбору основных параметров режущих аппаратов сегментного типа. а — размеры и форма сегмента и противорежущей пластины; б — зависимость между углом раствора лезвий $\alpha_c + \alpha_n$ и сопротивлением срезу F_c для зеленого камыша; в — схема сил, действующих на стебель при его защемлении; г — зависимость удельного сопротивления срезу $F_{уд}$ от угла заострения сегмента γ_c при движении ножа перпендикулярно лезвию; д — скорость v_n и ускорение a_n ножа в функции перемещения x ; е — схема планетарного привода; ж — схема кривошипно-ползунного привода; 1 — сегмент; 2 — противорежущая пластина.

Статический расчет и производительность определяют согласно главе 10.

§ 5. Выбор основных параметров активных режущих аппаратов и определение мощности¹

К ним относятся рабочие органы каналоокашивающих машин с сегментными (см. рис. 52) и ротационными (см. рис. 52) режущими

¹ Параграф написан А. В. Голяновским.

аппаратами, а также подборщики срезанной растительности (см. рис. 51).

Режущий аппарат сегментного типа. Такого типа режущими аппаратами оснащены машины, предназначенные для окашивания откосов каналов и дамб (см. рис. 50). К основным параметрам режущего аппарата сегментного типа относятся: ход ножа $l_{хн}$, шаг режущего аппарата l_n , угол наклона сегмента α_c (рис. 175, а), угол наклона противорежущей пластины α_n , углы заострения сегмента и противорежущей пластины γ_c и γ_n , высота режущей кромки сегмента h_c , высота противорежущей пластины h_n , ширина передней части сегмента b_c , ширина передней части противорежущей пластины b_n , ширина основания сегмента и противорежущей пластины $b_{ос}$ и $b_{оп}$, а также скорость v_n и ускорение ножа a_n (рис. 175, д).

Ход ножа. Наибольшее применение имеют режущие аппараты сегментного типа с ходом ножа, равным шагу режущего аппарата $l_{хн} = l_n = 76,2$ мм, установленным ГОСТ 3494—67.

Углы наклона сегмента и противорежущей пластины. Существенное влияние на работу режущего аппарата оказывает величина угла раствора режущей пары $\alpha_c + \alpha_n$ (рис. 175, а). Экспериментально установлено (рис. 175, б), что при увеличении этого угла усилие, необходимое для перерезания растений, снижается. Однако значительное увеличение угла раствора приводит к выскальзыванию стеблей растений из режущей пары. На стебель (рис. 175, в) действуют следующие силы: $F_{нп}$ и $F_{нс}$ — нормальные со стороны противорежущей пластины и сегмента; $F_{тп} = F_{нп} \operatorname{tg} \varphi_1$ и $F_{тс} = F_{нс} \operatorname{tg} \varphi_2$ — условные силы трения вдоль лезвий противорежущей пластины и сегмента (где φ_1 и φ_2 — углы трения стебля соответственно о противорежущую пластину и сегмент). Для определения предельного значения угла раствора $\alpha_c + \alpha_n$ составим уравнения равновесия сил, действующих на стебель:

$$\Sigma X = F_{нс} \sin(\alpha_c + \alpha_n) - F_{тп} - F_{тс} \cos(\alpha_c + \alpha_n) = 0;$$

$$\Sigma Y = F_{нп} - F_{нс} \cos(\alpha_c + \alpha_n) - F_{тс} \sin(\alpha_c + \alpha_n) = 0.$$

Подставляя последовательно значения $F_{тс}$ и $F_{тп}$, получим из первого уравнения:

$$F_{нп} = F_{нс} \cos \varphi_1 [\sin(\alpha_c + \alpha_n) \cos \varphi_2 - \sin \varphi_2 \cos(\alpha_c + \alpha_n)] \sin^{-1} \varphi_1 \cos^{-1} \varphi_2$$

и из второго уравнения:

$$F_{нп} = F_{нс} \cos(\alpha_c + \alpha_n) + F_{нс} \operatorname{tg} \varphi_2 \sin(\alpha_c + \alpha_n).$$

Приравняв правые части полученных выражений, после преобразований получим:

$$\alpha_c + \alpha_n = \varphi_1 + \varphi_2.$$

Таким образом, условие защемления стебля в растворе между лезвиями будет иметь вид $\alpha_c + \alpha_n \leq \varphi_1 + \varphi_2$. Значение $\varphi_1 + \varphi_2$ зависит от вида растительности, влажности, а также от остроты лезвий и колеблется в пределах от 35—75°. Углы наклона сегмента и противорежущей пластины для косилок приняты соответственно $\alpha_c \sim 28^\circ$, $\alpha_n \sim 7^\circ$.

Углы заострения лезвий. Как теоретический анализ, так и экспериментальные данные показывают (рис. 175, з), что с уменьшением угла заострения лезвия γ_c удельное усилие на перерезание растений $F_{уд}$ снижается; однако малые углы заострения приводят к быстрому износу и выкрашиванию лезвий.

Углы заострения сегментов γ_c и противорежущих пластин γ_n (ГОСТ 158—74) составляют соответственно (рис. 175, а) $\gamma_c = 18—28^\circ$ $\gamma_n = 60—90^\circ$.

Высота режущей кромки сегмента и противорежущей пластины, ширина передней части сегмента и противорежущей пластины, ширина оснований сегмента и противорежущей пластины (рис. 175, а). Высоту режущей кромки сегмента h_c вычисляют по формуле:

$$h_c = l_{\text{под}} k_{\text{зап}},$$

где $l_{\text{под}}$ — путь, проходимый агрегатом за один ход ножа (подача), $l_{\text{под}} = 30v_p n^{-1}$, где v_p — скорость агрегата, м/с; n — частота вращения кривошипа, мин⁻¹; $k_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса ($k_{\text{зап}} = 0,7-0,9$).

Высоту противорежущей пластины принимают $h_{\text{п}} = h_c + 4$ мм, а ширину передней части противорежущей пластины — обычно $b_{\text{п}} = b_c + 5$ мм (b_c — ширина передней части сегмента). Ширина основания сегмента $b_{\text{ос}} = 2h_c \operatorname{tg} \alpha_c + b_c$, ширина основания противорежущей пластины $b_{\text{оп}} = 2h_{\text{п}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{п}} + b_{\text{п}}$. Для косилочных аппаратов $h_c = 55$ мм, $h_{\text{п}} = 59$ мм, $b_c = 16$ мм, $b_{\text{п}} = 21$ мм, $b_{\text{ос}} = 76$ мм, $b_{\text{оп}} = 37$ мм (ГОСТ 158—74).

Скорость и ускорение ножа. Закон движения ножа зависит от вида привода (рис. 51, д, е, ж). Принцип работы планетарного привода (рис. 175, е) основан, как это указывалось в главе 5, на свойстве вырождения гипоциклоиды в прямую линию при соотношении радиусов подвижной и неподвижной окружностей $r_1/r_2 = 1/2$ — радиус подвижной и неподвижной окружностей. Действительно, приняв в уравнениях гипоциклоиды:

$$x = (r_2 - r_1) \cos \omega t + l_1 \cos[(r_2 - r_1) \omega t r_1^{-1}],$$

$$y = (r_2 - r_1) \sin \omega t - l_1 \sin[(r_2 - r_1) \omega t r_1^{-1}]; \quad r_2 = 2r_1 \text{ и } l_1 = r_1,$$

где ω — угловая скорость вращения центра; ωt — угол поворота центра подвижной окружности за время t ; l_1 — расстояние от точки М, описывающей гипоциклоиду, до центра подвижной окружности (в общем случае $l_1 \neq r_1$). Получим выражение для перемещения ножа, соответствующее гармоническому закону колебаний $y=0$: $x = 2r_1 \cos \omega t$.

Скорость v_n и ускорение a_n ножа

$$v_n = \dot{x} = -2\omega r_1 \sin \omega t; \quad a_n = \ddot{x} = -2\omega^2 r_1 \cos \omega t.$$

В режущих аппаратах с кривошипно-ползунным приводом (рис. 175, ж) отношение радиуса кривошипа r_2 к длине шатуна l_2 невелико (r_2/l_2 в косилочных аппаратах доходит до $1/25$), поэтому с небольшими погрешностями допустимо принять перемещение, скорость и ускорение проекции пальца кривошипа M' в качестве кинематических характеристик ножа. Перемещение x , скорость v_n и ускорение a_n ножа можно представить (рис. 175, д) зависимостями, также соответствующими гармоническому закону колебаний:

$$x = r_2 \cos \omega t, \quad (394)$$

$$v_n = \dot{x} = -r_2 \omega \sin \omega t, \quad (395)$$

$$a_n = \ddot{x} = -r_2 \omega^2 \cos \omega t. \quad (396)$$

Таким образом, кинематика движения ножа в планетарном и кривошипно-ползунном приводах описывается идентичными уравнениями. Решая совместно уравнения (394) и (395) и (396), получим скорость и ускорение ножа в функции перемещения:

$$v_n^2 \omega^{-2} r_2^{-2} + x^2 r_2^{-2} = 1, \quad (397)$$

$$a_n = -\omega^2 x. \quad (398)$$

Уравнение скорости (397) представляет собой эллипс, а уравнение ускорения (398) — прямую (рис. 175, д).

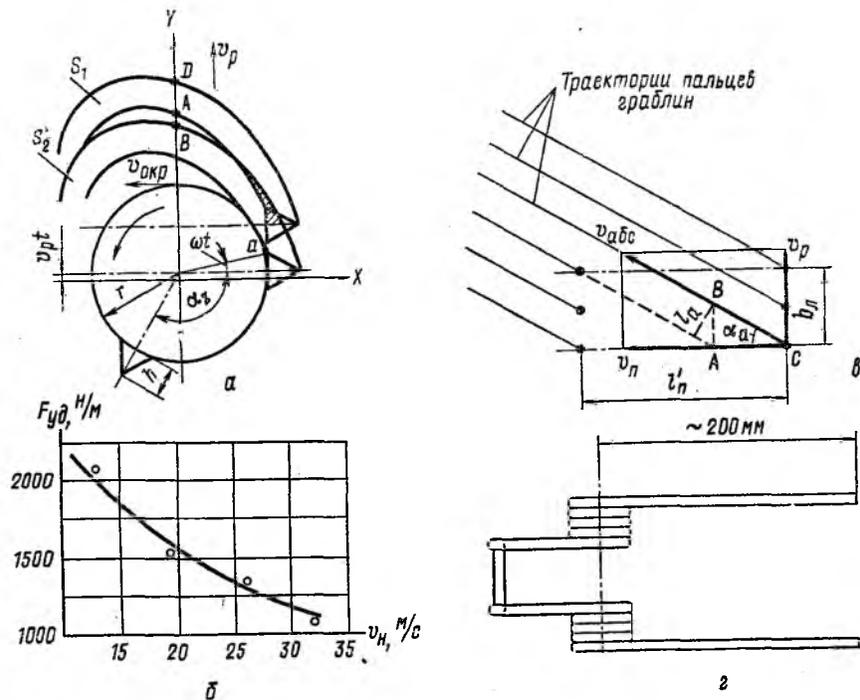


Рис. 176. Схемы к выбору параметров ротационных режущих аппаратов и подборщиков скошенной растительности:

а — схема работы ротационного режущего аппарата с осью вращения, перпендикулярной окантовываемой поверхности; б — зависимость удельного сопротивления срезу $F_{\text{уд}}$ от скорости ножа v_n ; в — к расчету параметров подборщика скошенной растительности конвейерного типа; г — пример исполнения пальца граблями.

Режущий аппарат ротационного типа с осью вращения, перпендикулярной окантовываемой поверхности. Зона среза растений режущими аппаратом такого типа ограничена удлиненными циклоидами, которые описывают точки лезвий ножей в абсолютном движении (рис. 176, а). Основными параметрами режущего аппарата ротационного типа с вертикальной осью вращения являются: скорость ножей v_n , угловая скорость ротора ω , а также число ножей z , закрепленных на несущем диске ротора.

Скорость ножей. Отличительной особенностью работы режущих аппаратов ротационного типа в отличие от режущих аппаратов сегментного типа является бесподпорный срез растений. Экспериментальные исследования, проведенные на стационарной установке, показывают, что минимальная абсолютная скорость ножа, $v_{\text{кр}}$, при которой возможен бесподпорный срез растений, зависит от вида растительности и составляет приблизительно $v_{\text{кр}} \approx 3-10$ м/с, при угле заострения ножа $\gamma_c = 20^\circ$. Однако с увеличением скорости ножа снижается усилие $F_{\text{уд}}$, действующее на нож со стороны срезаемой растительности (рис. 176, б). По этой причине, а также из условия минимального отгиба растений абсолютную скорость ножей в ротационных режущих аппаратах принимают $v_n = 50-60$ м/с.

Угловая скорость ротора. Скорость ножа в абсолютном движении — геометрическая сумма поступательной скорости рабочего органа v_p и окружной скорости $v_{\text{окр}}$ точек лезвия ножа (рис. 176, а). Очевидно, что абсолютная минимальная скорость лезвия ножа будет у его

основания, поэтому угловую скорость ротора рассчитывают, исходя из условия обеспечения этим точкам лезвия необходимой скорости v_n .

Уравнения движения точки a лезвия (рис. 176, a) в параметрической форме:

$$x = r \cos \omega t, \quad y = v_p t + r \sin \omega t,$$

где v_p — скорость перемещения рабочего органа, м/с; ω — угловая скорость ротора, с⁻¹; t — время, с; r — радиус точки a несущего диска ротора, м.

Скорость точки a лезвия находят из параметрических уравнений:

$$v_a = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} \text{ или } v_a = \sqrt{\omega^2 r^2 + 2v_p \omega r \cos \omega t + v_p^2}.$$

Минимальное значение v_a будет иметь при $\omega t = \pi + 2\pi k$ (где $k=0, 1, 2, 3 \dots$), то есть $v_{a_{\min}} = \sqrt{(\omega r - v_p)^2} = \omega r - v_p \geq v_n$. Откуда угловая скорость ротора $\omega \geq (v_n + v_p) r^{-1}$.

Число ножей. В качестве ножей для ротационных рабочих органов используют сегменты стандартных режущих аппаратов косилок (ГОСТ 158—74). Необходимое число ножей на несущем диске ротора определяют из условия перекрытия площадей S_1 и S_2 , ометаемых соседними ножами в абсолютном движении. С небольшой погрешностью можно принять, что это условие выполняется при соблюдении неравенства $BD \leq AD$ (рис. 176, a), где AD — ширина площади, ометаемой каждым ножом. В противном случае происходит отгиб несрезанных на ширине AB растений несущим диском ротора, что приводит к увеличению высоты среза и дополнительному расходу энергии на преодоление сил трения несущего диска о растения.

Очевидно, что $AB=0$, если путь $v_p t_1$, проходимый рабочим органом за время t_1 поворота ротора на угол α_z между двумя соседними ножами, будет равен высоте лезвия h , то есть $h = v_p t_1$, причем $t_1 = \alpha_z \omega^{-1}$, а $\alpha_z = 2\pi z^{-1}$, где z — число ножей. Таким образом $z \geq 2\pi v_p h^{-1} \omega^{-1}$.

Подборщики срезанной растительности. Наиболее распространенным типом подборщиков срезанной растительности на склонах и откосах является подборщик (грабли) конвейерного типа (см. рис. 51, z). Траектории пальцев подборщика такого типа определяются соотношением скорости поступательного движения рабочего органа v_p (переносное движение) и скорости движения пальцев подборщика v_n (относительное движение). На рисунке 176, b схематично показаны траектории концов пальцев подборщика при движении рабочего органа по откосу канала.

Основными параметрами рабочего органа подборщика конвейерного типа являются (рис. 176, b): скорость пальцев граблей v_n , ширина граблины b_n , число пальцев на ширине граблины z_n , шаг граблины l'_n , ширина захвата подборщика b_z по длине откоса, а также линейные размеры и форма пальцев.

Скорость движения пальцев граблей. При работе подборщика на откосе происходит активное воздействие пальцев граблей на скошенную массу. Экспериментально установлено, что при скорости воздействия пальцев граблей на скошенную массу, превышающей $v_{abc} = 15$ м/с, происходит обивание листьев и соцветий, составляющих наиболее питательную часть растений. Скорость передвижения агрегата $v_p \leq 2$ м/с. Скорость движения пальцев граблей (рис. 175, b) $v_n = \sqrt{v_{abc}^2 - v_p^2} \leq 14,8$ м/с. Угол между абсолютной скоростью движения пальцев и относительным их перемещением $\alpha_a = \arctg v_p / v_n$.

Ширина граблины, число пальцев, шаг граблей. Для полного сгребания скошенной массы расстояние l_a между траекториями сосед-

них пальцев граблей в абсолютном движении (рис. 175, b) для граблей различных типов колеблется от 0,05 до 0,1 м. Ширина граблины b_n (рис. 175, b):

$$b_n = \frac{l_a (z_n - 1)}{\cos \alpha_a},$$

где z_n — число пальцев на граблине (обычно число пальцев на граблине принимают $z_n = 2-6$).

$$\text{Из } \triangle ABC \quad \frac{AB}{AC} = \frac{v_p}{v_n} \text{ или } l_a \cos^{-1} \alpha_a / l'_n z_n^{-1} = \frac{v_p}{v_n}.$$

Подставляя последнее выражение в формулу для ширины граблины b_n , после преобразований получим зависимость, связывающую основные параметры рабочего органа подборщика:

$$l'_n = \frac{b_n v_n z_n}{v_p (z_n - 1)}.$$

Ширина захвата подборщика. Ширина захвата подборщика конвейерного типа b_z равна межцентровому расстоянию между звездочками и для выпускаемых машин колеблется от 1,4—4 м.

Пальцы граблей. Пальцы граблей изготавливают в виде пружин кручения длиной $l_n \approx 200$ мм (один из вариантов пальцев показан на рисунке 176, z).

Мощность. Суммарная потребная мощность на привод машин с сегментным рабочим органом, кВт:

$$N' = (N_c + N_{тр}) \eta_{po}^{-1} + (N_m + N_b) \eta_{пер}^{-1},$$

где $N_c, N_{тр}, N_m, N_b$ — соответственно мощность, необходимая для среза растительности, преодоления трения ножа о пальцевый брус и прижимы, передвижения, буксования движителя; $\eta_{po}, \eta_{пер}$ — соответственно к. п. д. механизмов привода режущего аппарата и передвижения.

Так как суммарная мощность невелика, то расчет отдельных составляющих не проводят. Согласно экспериментальным данным, мощность на привод режущего аппарата сегментного типа в зависимости от вида растительности $N_{уд} = 1,3-3$ кВт/м ширины захвата.

Суммарная потребная мощность на привод машины с рабочим органом роторного типа, кВт:

$$N = (N_c + N_p + N_{тр}) \eta_{po}^{-1} + (N_m + N_b) \eta_{пер}^{-1},$$

где $N_p, N_{тр}$ — соответственно мощность, необходимая на отбрасывание срезанных растений и трение срезанных растений и стерни о ротор. Чаще N находят экспериментальным путем. Для практических расчетов при диаметре роторов $d_p \approx 600$ мм и частоте вращения роторов $n \approx 2000$ об/мин потребная мощность на один ротор составляет $N \approx 4$ кВт или $N = 7-8$ кВт/м ширины захвата.

Суммарная мощность привода подборщика срезанной растительности, кВт:

$$N' = (N_c + N_{тр}) \eta_{po}^{-1} + (N_m + N_b) \eta_{пер}^{-1},$$

где $N_c, N_{тр}$ — соответственно мощность, необходимая для перемещения скошенной массы и преодоления трения пальцев подборщика о стерню и грунт. Ввиду малой суммарной мощности ее определяют при помощи значений удельной мощности $N_{уд} \approx 3-3,5$ кВт/м ширины захвата, полученных экспериментально.

Ввиду малого тягового сопротивления режущих аппаратов и конвейерных подборщиков суммарное тяговое сопротивление вычисляют по формуле (59) при $F'_{po} \approx 0$, а тяговый расчет проводят по формуле (64). Так как сила тяжести рабочих органов каналоокашивающих машин и подборщика срезанной растительности не превышает 10% от

G_6 (G_6 — сила тяжести базовой машины), то статический расчет в рабочем положении проводят только в случае значительного вылета рабочего органа. Статический расчет в транспортном положении проводят, как указано в § 7 главы 10.

Глава 21. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДОЖДЕВАЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ И МАШИН¹

§ 1. Интенсивность дождя

Интенсивность дождя — один из основных показателей, характеризующих работу дождевальную установку или машины. Истинная интенсивность в данной точке:

$$I = \frac{d\delta_{oc}}{dt},$$

где $d\delta_{oc}$ — приращение толщины слоя осадков; dt — приращение времени.

Истинная интенсивность — функция расположения точки и времени.

На практике пользуются понятием средней интенсивности дождя, мм/мин:

$$I_{cp} = (\delta_{oc})_{cp} t^{-1}, \quad (399)$$

где $(\delta_{oc})_{cp}$ — толщина среднего слоя осадков (мм), выпавших на определенной площади S (m^2), подвергавшейся одновременному поливу; t — время их выпадения, мин.

Допустимая интенсивность дождя, при которой обеспечивается подача в почву заданной поливной нормы без образования больших луж и стока воды по полю, зависит от водопроницаемости (скорости впитывания) почвы (уменьшаясь от легких к тяжелым почвам), от рельефа, уклона участка (уменьшаясь с увеличением уклона), защищенности почвы растениями и ряда других факторов. При позиционном дождевании дефлекторными насадками (I_{cp})_{доп} = 3—0,5 мм/мин для разных почв, при дождевании струйными вращающимися аппаратами — 0,5—0,8 мм/мин для легких почв; 0,2—0,3 мм/мин — для средних почв; 0,15—0,2 мм/мин — для тяжелых почв; средний диаметр капель — не более 1—2 мм.

Расход воды дождевальной установкой или машиной, m^3/c :

$$Q = Q_0 t^{-1} = (\delta_{oc})_{cp} 60^{-1} 10^{-3} t^{-1}, \quad (400)$$

где Q_0 — общее количество воды, выпавшей на площадь S (m^2) за время t мин, m^3 . Тогда, мм/мин:

$$I_{cp} = 60 \cdot 10^3 QS^{-1}. \quad (401)$$

Для дождевальных машин позиционного действия — S — площадь, орошаемая с одной позиции, m^2 . Для дождевальных машин, работающих в движении на любой участок площадью S_1 , расположенный внутри площади S , поливаемой за время t при движении машины, выпадает слой осадков толщиной $(\delta_{oc})_{cp} = I_{cp}t$, где t — время действия дождя на площадку. Если машина за время t (мин) проходит путь l (м), то $t = lv^{-1}$ (где v_p — скорость движения машины, м/мин). Тогда (мм/мин) $I_{cp} = (\delta_{oc})_{cp} v_p l^{-1}$. Объем воды (m^3), выпавший на единицу пло-

¹ Гидравлические расчеты дождевальных установок и машин, расчет основных параметров насосных установок, трубопроводов, насадок, дождевальных аппаратов изучают в курсах «Гидравлика» и «Гидравлические машины и устройства».

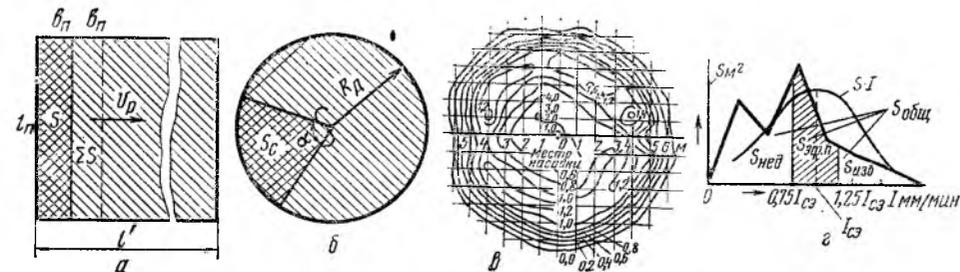


Рис. 177. Схемы к расчету производительности дождевальных машин и оценке качества дождя:

a, b — схемы орошаемых площадей фронтальных машин и машин кругового действия; v — изогонты (линии равной интенсивности) для дефлекторной короткоструйной насадки; z — зависимость $S = f(I)$.

щади (m^2) $Q_1 = 60 QtS^{-1}$, а на участок площадью S_1 (m^2) выпадает объем (m^3) $Q'_0 = 60 QtS_1S^{-1}$ и толщина слоя осадков (мм) $(\delta_{oc})_{cp} = Q'_0 S_1^{-1} = 60 \cdot 10^3 QtS^{-1}$, а

$$I_{cp} = 60 \cdot 10^3 QtS^{-1} t^{-1} = 60 \cdot 10^3 QS^{-1}, \quad (402)$$

то есть определяется по той же формуле, что и для машин позиционного действия. Из формул (401) и (402) видно, что I_{cp} не зависит от скорости движения и вращения и будет одинакова для машин позиционного действия и работающих в движении, если одинакова величина одновременно орошаемой площади.

Площадь S , разная для дождевальных машин и установок различных типов: в формулах (401) и (402) для переносных установок позиционного действия, многоопорных машин фронтального позиционного действия и работающих в движении

$$S = l_n b_n,$$

(рис. 177, a): для дальнеструйных машин позиционного действия и многоопорных машин кругового действия, работающих в движении

$$S = \pi R_d^2$$

при круговом и при секторном дождевании

$$S_c = \frac{\pi R_d^2 \alpha^0}{360^\circ},$$

где l_n и b_n — длина и ширина площади, орошаемой с одной позиции, м (рис. 177, a); R_d — радиус действия машины, м (рис. 177, b); α — центральный угол сектора орошения, град.

Для машин кругового действия при определении I_{cp} пользуются формулами (401) и (402), получая некоторую среднюю интенсивность по площади орошаемого круга или сектора, которая является фиктивной величиной, так как площадь круга или сектора одновременно не поливается, а полив происходит в каждый момент только в зоне действия поворачивающейся струи или вращающегося трубопровода. Однако эта средняя величина может быть использована при определении производительности и оценке скорости впитывания, а также — угловой скорости аппарата или машины.

§ 2. Производительность, время работы на позиции и скорость движения машин

Поливная норма. Q_n — объем воды, расходуемый на единицу площади S' ($\text{м}^3/\text{га}$) на один полив, то есть средняя толщина слоя воды при одном поливе, мм

$$\delta_n = Q_n (S')^{-1} 10^{-1},$$

где $Q_n = 50-1500 \text{ м}^3/\text{га}$, то есть $\delta_n = 5-150 \text{ мм}$ и более, в зависимости от количества осадков, типа и состояния сельскохозяйственной культуры, стадии ее развития, почвенных условий; S' — расчетная площадь, $S' = 1 \text{ га} = 10^4 \text{ м}^2$.

Для сравнения машин принимают $Q_n = 300 \text{ м}^3/\text{га}$, $\delta_n = 30 \text{ мм}$.

Производительность. Продолжительность работы машины *позиционного действия* на одной позиции, мин:

$$t_{\text{п}} = \delta_n I_{\text{ср}}^{-1} = \delta_n S 60^{-1} 10^{-3} Q^{-1}, \quad (403)$$

где δ_n — поливная норма, мм; $I_{\text{ср}}$ — средняя интенсивность дождя, мм/мин; Q — расход, $\text{м}^3/\text{с}$; S — площадь, поливаемая с одной позиции, м^2 .

За T (ч) работы число позиций будет:

$$z_{\text{п}} = 60 T k_{\text{вч}} t_{\text{п}}^{-1} = 3,6 \cdot 10^6 T k_{\text{вч}} \delta_n^{-1} S^{-1} Q, \quad (404)$$

где $k_{\text{вч}}$ — часовой коэффициент использования рабочего времени, $k_{\text{вч}} = 0,83-0,95$.

Общая площадь (м^2), политая с $z_{\text{п}}$ позиций за время T (ч) (рис. 177, а),

$$\Sigma S = z_{\text{п}} S = 3,6 \cdot 10^6 Q T k_{\text{вч}} \delta_n^{-1}. \quad (405)$$

Часовая производительность, то есть площадь, политая в час, $\text{м}^2/\text{ч}$ и $\text{га}/\text{ч}$:

$$P_{\text{э}} = \Sigma S T^{-1} = 3,6 \cdot 10^6 Q k_{\text{вч}} \delta_n^{-1} = 3,6 \cdot 10^2 Q k_{\text{вч}} \delta_n^{-1}. \quad (406)$$

Для короткоструйных и среднеструйных машин фронтального действия, *работающих в движении*, время действия дождя (мин) на точку орошаемого поля:

$$t_{\text{т}} = b_{\text{п}} v_{\text{р}}^{-1},$$

где $b_{\text{п}}$ — ширина площади, поливаемой в направлении движения, при остановке машины, м (рис. 177, а); $v_{\text{р}}$ — рабочая скорость движения машины, м/мин.

Толщина слоя дождя, выпадающего за время t (мин) на эту точку, мм

$$\delta_{\text{ос}} = I_{\text{ср}} t_{\text{т}} = I_{\text{ср}} b_{\text{п}} v_{\text{р}}^{-1} = 60 \cdot 10^3 Q b_{\text{п}} S^{-1} v_{\text{р}}^{-1} = 60 \cdot 10^3 Q l_{\text{п}}^{-1} v_{\text{р}}^{-1}.$$

Если полив проводится за один проход, а поливная норма δ_n мм, то $\delta_{\text{ос}} = \delta_n$. Отсюда необходимая скорость движения, м/мин:

$$v_{\text{р}} = I_{\text{ср}} b_{\text{п}} \delta_n^{-1}. \quad (407)$$

Если полив проводится за $z_{\text{пр}}$ проходов, то, м/мин:

$$v_{\text{р}} = z_{\text{пр}} I_{\text{ср}} b_{\text{п}} \delta_n^{-1}. \quad (408)$$

Подставляя значения $I_{\text{ср}} = 60 \cdot 10^3 Q S^{-1}$ и $S = l_{\text{п}} b_{\text{п}}$, получим, м/мин:

$$v_{\text{р}} = 60 \cdot 10^3 z_{\text{пр}} Q \delta_n^{-1} l_{\text{п}}^{-1}. \quad (409)$$

За T (ч) машина пройдет путь l' (м) и польет площадь ΣS (м^2):

$$l' = 60 T v_{\text{р}}; \quad \Sigma S = l' l_{\text{п}} = 60 T v_{\text{р}} l_{\text{п}}, \quad (410)$$

где $l_{\text{п}}$ — в м, $v_{\text{р}}$ — в м/мин.

Часовая производительность, то есть площадь, политая в час, $\text{м}^2/\text{ч}$ и $\text{га}/\text{ч}$:

$$P_{\text{э}} = \Sigma S T^{-1} = 60 v_{\text{р}} l_{\text{п}} k_{\text{вч}} = 0,006 v_{\text{р}} l_{\text{п}} k_{\text{вч}}^*. \quad (411)$$

Для многоопорных машин *кругового действия, работающих в движении*, производительность $P_{\text{э}}$ вычисляют аналогично дальнеструйной машине позиционного действия [см. формулу (406)].

Для машин позиционного действия сменную производительность ($\text{м}^2/\text{см}$ или $\text{га}/\text{см}$) определяют из формул (406) и (411):

$$P_{\text{э.см}} = P_{\text{э}} t_{\text{см}} = 3,6 \cdot 10^6 Q t_{\text{см}} k_{\text{в.см}} \delta_n^{-1} = 3,6 \cdot 10^2 Q t_{\text{см}} k_{\text{в.см}} \delta_n^{-1}; \quad (412)$$

для машин фронтального действия, работающих в движении:

$$P_{\text{э.см}} = P_{\text{э}} t_{\text{см}} = 60 v_{\text{р}} l_{\text{п}} t_{\text{см}} k_{\text{в.см}} = 0,006 v_{\text{р}} l_{\text{п}} t_{\text{см}} k_{\text{в.см}}, \quad (413)$$

где $t_{\text{см}}$ — продолжительность смены, ч; $k_{\text{в.см}}$ — сменный коэффициент использования рабочего времени, $k_{\text{в.см}} = 0,7-0,93$ и зависит от поливной нормы и схемы полива.

§ 3. Эффективность и равномерность орошения дождеванием

Распределение дождя по площади одновременного полива неподвижными машинами определяют стандартными сосудами — дождемерами, расставляемыми по горизонтальной сетке или радиусам (в зависимости от типа машины). Истинная интенсивность дождя в каждой точке, мм/мин:

$$I = V_0 10 S_{\text{д}}^{-1} t^{-1},$$

где V_0 — объем воды в данном сосуде, см^3 ; $S_{\text{д}}$ — приемная площадь сосуда ($S_{\text{д}} = 100$ или 200 см^2); t — время опыта, мин.

По полученным интенсивностям строят на плане расположения дождемеров линии равных интенсивностей — изогеты, проводя их через точки равных интенсивностей (рис. 177, в), без перекрытия смежных позиций и с перекрытием (в последнем случае изогеты строят для нескольких смежных позиций).

Для машин, работающих в движении, наносят графики распределения дождя по линиям, перпендикулярным оси движения.

Для оценки качества полива строят путем планиметрирования вспомогательный график (рис. 177, г) зависимости площади S (м^2), политой дождем данной интенсивности, от интенсивности I (мм/мин).

Среднеэффективная интенсивность дождя $I_{\text{сэ}}$ — это такая интенсивность, которая в допустимых по агротехническим условиям пределах отклонений ($\pm 25\%$) обеспечивает максимальную эффективно политую площадь и максимальный эффективный расход воды дождевальной машиной. Среднеэффективную интенсивность $I_{\text{сэ}}$ находят по вариационной таблице, составляемой по графику $S = f(I)$, как величину $I_{\text{сэ}}$, соответствующую максимуму кривой $S I$ (рис. 177, г). Вправо и влево от $I_{\text{сэ}}$ откладывают соответственно абсциссы $1,25 I_{\text{сэ}}$ и $0,75 I_{\text{сэ}}$ и строят соответствующие ординаты. Площадь $S_{\text{эф.п}}$, ограниченная этими ординатами, осью абсцисс и кривой $S = f(I)$, является площадью, характеризующей эффективный полив. Площади слева $S_{\text{нед}}$ и справа $S_{\text{изб}}$ характеризуют недостаточный и избыточный поливы.

* Если подставить в формулу (411) выражение для $v_{\text{р}}$ [см. формулу (407)] при $z_{\text{пр}} = 1$, то получим формулы производительности для машин позиционного действия ($\text{м}^2/\text{ч}$ и $\text{га}/\text{ч}$), аналогичные формуле (406):

$$P_{\text{э}} = 60 I_{\text{ср}} b_{\text{п}} \delta_n^{-1} l_{\text{п}} k_{\text{вч}} = 60 \cdot 60 \cdot 10^3 Q b_{\text{п}} l_{\text{п}} k_{\text{вч}} S^{-1} \delta_n^{-1} = 3,6 \cdot 10^6 Q k_{\text{вч}} \delta_n^{-1} = 3,6 \cdot 10^2 Q k_{\text{вч}} \delta_n^{-1}.$$

Коэффициент эффективного полива — отношение площади $S_{эф.п}$ к общей площади $S_{общ}$, ограниченной кривой $S=f(I)$:

$$K_{эф.п} = S_{эф.п} S_{общ}^{-1}$$

Чем ближе $k_{эф.п}$ к единице, тем меньше отклонение интенсивности полива от пределов (0,75—1,25) $I_{ср}$, то есть меньше площадь, политая дождем, интенсивность которого значительно отличается от средней.

Менее точна оценка по коэффициенту равномерности

$$k_{рав} = I_{ср} I_{max}^{-1}$$

где I_{max} — максимальная интенсивность (среднеарифметическое из 3—5 максимальных значений интенсивности по измерению дождемерами).

Этот способ показывает весьма неточные результаты, так как I_{max} зависит от расстановки дождемеров.

Так как $I_{ср}$ и I не зависят от скорости движения [см. формулы (401) и (402)], то для машин, работающих в движении, равномерность полива оценивают, как указано выше.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

- Автоматизация землеройных машин в мелиоративном строительстве и пути повышения ее эффективности/Обзор. — М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1974, 45 с.
- Алексеева Т. В., Артемьев К. А., Бромберг А. А. и др. Дорожные машины. Машины для земляных работ. Ч. I. — М.: Машиностроение, 3-е изд., 1972, 504 с.
- Алиев Н. С. Исследование рабочих органов навесных дренажно-кrotовых машин. — Труды ЦНИИМЭСХ, 1966, т. IV, с. 61—67.
- Багиров Д. Д., Златопольский А. В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. — М.: Машиностроение, 1974, 216 с.
- Бейлин Д. X. Механизация дренажных работ. — М.: Колос, 1975, 154 с.
- Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. — М.: Машиностроение, 1971, 360 с.
- Волков Д. П., Николаев С. Н., Марченко И. А. Надежность роторных траншейных экскаваторов. — М.: Машиностроение, 1972, 208 с.
- Волков Д. П., Черкасов В. А. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. — М.: Машиностроение, 1969, 408 с.
- Горский С. С., Мер И. И. Современные мелиоративные и строительные машины. — М.: Колос, 1970, 198 с.
- Гячев Л. В. Теория лемешно-отвальной поверхности. — Труды АЧИМСХ, 1961, вып. 13, 317 с.
- Далин А. Д., Павлов П. В. Ротационные грунтообрабатывающие и землеройные машины. — М.: Машгиз, 1956, 257 с.
- Домбровский Н. Г. Многоковшовые экскаваторы. — М.: Машиностроение, 1972, 432 с.
- Домбровский Н. Г., Картвелишвили Ю. А., Гальперин М. И. Строительные машины. — М.: Машиностроение, ч. 1, 1976, 391 с.
- Дорожные машины/Н. Я. Хархута, М. И. Капустин, В. П. Семенов и др. — Машиностроение, 1968, 2-е изд., 1976, 469 с.
- Дудолов Ю. А., Гальперин А. И., Гортинский И. Е. Активное сцепное устройство тракторного тандема строительных и дорожных машин. — Строительные и дорожные машины, 1974, № 8, с. 4—5.
- Еремин О. А., Жуковский В. К. К вопросу обоснования длины выглаживающего бруса ирригационных бетоноукладочных машин. Реферативный сборник ЦНИИТЭстроймаш. — В кн.: Строительные и дорожные машины, Раздел 5 Мелиоративные машины, 1971, вып. I, с. 3—9.
- Зеленин А. Н. Основы разрушения грунтов механическими способами. — М.: Машиностроение, 1968, 371 с.
- Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керов И. П. Машины для земляных работ. — М.: Машиностроение, 1975, 422 с.
- Землеройные машины непрерывного действия./З. Е. Гарбузов, В. К. Ильгисонис, Г. А. Мутушев и др. — М.: Машиностроение, 1965, 275 с.
- Зубанов М. П. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей и грунта. — М.: Машиностроение, 1964, 195 с.
- Исрафилов Н. А. О рациональном расположении лопастей фрезерного каналочистителя. — Строительные и дорожные машины, № 5, 1973, с. 28—29.
- Исрафилов Н. А. О рациональной ширине лопасти фрезерных каналочистительных машин. — Строительные и дорожные машины, № 7, 1974, с. 24—25.
- Казаков В. С. Бестраншейные дреноукладчики. — М.: Россельхозиздат, 1974, 60 с.
- Камышенцев Л. А., Казаков В. С., Соколов Ю. А. Новая мелиоративная техника. — М.: Россельхозиздат, 1977, 182 с.
- Караваева Н. М. Автоматическое управление и динамика энергомеханических структур торфяных машин. — М.: Недра, 1972, 254 с.
- Коваленко Г. М., Балакло В. Н., Машенский А. А. Некоторые особенности работы двухфрезерных каналокопателей на строительстве осушительных каналов. — В кн.: Строительные и дорожные машины.
- Кокос В. А. Расчет мощности двухфрезерного каналокопателя. — Доклады МИИСП, 1968, т. IV, вып. 1, с. 79—89.
- Курсовое и дипломное проектирование мелиоративных машин: Учеб. пособие для с.-х. вузов/Под ред. И. И. Мер. — М.: Колос, 1968, 172 с.
- Кушнер А. М. Некоторые результаты испытания дреноукладочной машины Д-301 в условиях высокого залегания грунтовых вод. — Вестник сельскохозяйственной науки, № 6, 1969, с. 70—75.
- Ламин В. И., Гарбузов В. Е. Нагрузки, действующие на наклонный ротор каналокопателя. — Строительные и дорожные машины, № 8, 1974, с. 30—31.

Лебедев Б. М. Дождевальные машины. — М.: Машиностроение, 1974, 244 с.

Лурье А. Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. — Л.: Колос, 1970, 376 с.

Мануйлов Ю. Г., Гарбузов З. Е., Донской В. М. Машины для мелиоративного строительства. — М.: Машиностроение, 1978, 222 с.

Машины для строительства и содержания осушительных каналов/В. А. Скотников, Я. А. Волчек, В. Т. Радкевич и др. — Машиностроение, 1973, 357 с.

Машины для строительства и содержания осушительных каналов/В. А. Скотников, Л. И. Можейко, Л. И. Машенский и др. — Машиностроение, 1973, 224 с.

Машенский А. А. Исследование процесса резания переувлажненных грунтов быстроходными фрезерными рабочими органами. — В кн.: Строительные и дорожные машины. Мелиоративные машины, 1971, вып. 2, с. 57—65.

Машенский А. А. Особенности процесса скоростного резания переувлажненных грунтов быстроходным фрезерным рабочим органом. — Строительные и дорожные машины, № 1, 1973, с. 5—7.

Машенский А. А. Метод расчета фрезерного шелереза. — Строительные и дорожные машины, № 2, 1974, с. 13—15.

Менчикова С. А., Голик Л. И., Кременчугский В. И. Каналокопатель МК-13. — Строительные и дорожные машины, № 6, 1975, 15 с.

Менчикова С. А. Обоснование параметров навесной системы плужного каналокопателя к тракторам типа Т-100МГС и Т-130-1-ГЗ. — В кн.: Молодые специалисты — мелиоративному строительству/СевНИИГиМ. Л., 1973, с. 26—27.

Мер И. И. Мелиоративные машины. — М.: Колос, 1964, 367 с.

Мер И. И., Казиев Б. М. Влияние рабочей скорости дреноукладчика на тяговое сопротивление при строительстве дрен в обрушающихся грунтах. — Труды МГМИ, 1976, т. 50, с. 25—27.

Мер И. И., Казиев Б. М. Исследование и разработка технологического процесса прокладки трубчатого дренажа при высоком уровне стояния грунтовых вод. — Труды МГМИ, 1974, т. 37, с. 14—19.

Опыт строительства бестраншейного закрытого дренажа в Голодной степи./Е. Д. Тонин, В. Н. Буравцев, А. Я. Шапочкин и др. — Гидротехника и мелиорация, 1975, № 8, с. 18—24.

Павлинов А. Н., Кокос В. А. Экспериментальное исследование удельного сопротивления резанию грунта при фрезеровании. — Доклады МИИСП, 1966, т. III, вып. 5, с. 61—64.

Панкратов С. А., Ряхин В. А. Основы расчета и проектирования металлических конструкций строительных и дорожных машин. — М.: Машиностроение, 1967, 274 с.

Першина О. Ф. К вопросу о выборе наиболее рациональных скоростей резания кустарниково-болотной фрезы. — Труды МГМИ. Мелиоративные машины, 1970, с. 15—16.

Применение сжатого газа на рабочих органах землеройных машин./В. И. Баловнев, Д. А. Хмара, А. Б. Ермилов и др. — Строительные и дорожные машины, 1975, № 4, с. 29—33.

Рябов Г. А., Мер И. И., Прудников Г. Т. Мелиоративные и строительные машины. — М.: Колос, 2-е изд., 1976, 356 с.

Сандигурский Д. М., Безроднов Н. А. Механизация поливных работ. — М.: Колос, 1975, 303 с.

Скотников В. А., Радкевич В. Т., Машенский А. А. Мелиоративные машины для освоения болот. — Минск, Высшая школа, 1976, 254 с.

Соколов Ю. А. Зависимость дифферента гусеничной машины от способа подвески опорных катков. — Торфяная промышленность, № 1, 1966, с. 13—16.

Справочник конструктора дорожных машин/Под ред. И. П. Бородачева — М.: Машиностроение, 1973, 504 с.

Сумецкий И. Ш. Отечественные и зарубежные машины для подготовки площадей при мелиоративном строительстве ЦНИИТЭстроймаш, серия 1, Строительные и дорожные машины, раздел 5, 1972, 64 с.

Техника полива сельскохозяйственных культур. /В. Я. Чичасов, В. В. Изюмов, В. Ф. Носенко и др. — М.: Колос, 1970, 287 с.

Тюрин Л. Н. Исследования давления грунта на бункер дреноукладчика при обвалах стенок траншей. — Изв. АН ТССР, 1968, с. 14—17.

Файнзильбер М. Л., Дмитриевский Н. В. О точности автоматического регулирования глубины копания траншейных экскаваторов. — Строительные и дорожные машины, № 1, 1971, с. 14—16.

Холодов А. М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1968, 156 с.

Шаршак В. К. Методика проектирования развращивающейся рабочей поверхности плужного каналокопателя. — Новочеркасск, 1971, 54 с.

Шаршак В. К., Скандобов В. В. Рекомендации к проектированию рабочих органов мелиоративных почвообрабатывающих орудий. — Новочеркасск, 1977, 45 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
РАЗДЕЛ I	
УСТРОЙСТВО И РАБОТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН	
Глава 1. Виды мелиоративных машин и предъявляемые к ним требования	4
§ 1. Мелиоративные машины и их применение	4
§ 2. Общая классификация мелиоративных машин	5
§ 3. Основные направления и тенденции развития конструкции мелиоративных машин	7
Глава 2. Машины для прокладки открытых каналов (каналокопатели)	9
§ 1. Назначение, основные требования и классификация	9
§ 2. Каналокопатели с ротационными рабочими органами	10
§ 3. Каналокопатели с комбинированными рабочими органами	17
§ 4. Плужные и отвальные каналокопатели	25
§ 5. Машины для прокладки каналов с применением взрывной и газодинамической энергии	28
§ 6. Основные направления развития каналокопателей	30
Глава 3. Машины для разравнивания кавальеров, планировки дна и откосов каналов и стабилизации откосов	31
§ 1. Машины для разравнивания кавальеров	31
§ 2. Машины для планировки дна и откосов каналов (планировщики каналов)	34
§ 3. Машины для стабилизации откосов	43
Глава 4. Машины для устройства антифильтрационных экранов оросительных каналов	45
§ 1. Антифильтрационные экраны. Общая классификация машин и их назначение	45
§ 2. Машины для уплотнения дна и откосов каналов	46
§ 3. Машины для устройства монолитных бетонных и железобетонных облицовок	47
§ 4. Машины для устройства асфальтобетонной облицовки	54
§ 5. Машины для устройства сборных облицовок	56
§ 6. Направления и перспективы развития машин для устройства антифильтрационных экранов	59
Глава 5. Машины для содержания и ремонта каналов (каналоочистители)	60
§ 1. Назначение, основные требования и классификация	60
§ 2. Многоковшовые каналоочистители	62
§ 3. Скребокковые каналоочистители	64
§ 4. Шнековые каналоочистители	65
§ 5. Фрезерные каналоочистители	69
§ 6. Каналоочистители с комбинированными рабочими органами	71
§ 7. Экскаваторы одноковшовые со специальными ковшами и с дополнительным оборудованием	73
§ 8. Одноковшовые каналоочистители	76
§ 9. Машины для удаления растительности из каналов	78
§ 10. Каналочистители со сменными рабочими органами	85
§ 11. Оборудование и механизированный инструмент для содержания и ремонта каналов	86
§ 12. Использование машин для содержания и ремонта каналов и перспективы их развития	88
Глава 6. Машины для устройства закрытого горизонтального дренажа и трубопроводов	89
§ 1. Общие требования. Классификация дренажных машин и их назначение	89
§ 2. Дренажные трубоукладочные машины с активным рабочим органом	93
§ 3. Дренажные трубоукладочные машины с пассивным землеройным рабочим органом	107
§ 4. Машины для формирования труб из ленты одновременно с укладкой	109
§ 5. Машины для промывки трубчатых дрен	110
§ 6. Машина для устройства дренажа из пористых материалов	112
§ 7. Машины для кротового дренажа (кродренажные)	113
§ 8. Машины для шелевого дренажа (шеледренажные)	115
§ 9. Основные направления развития дренажных машин	116
§ 10. Машины и оборудование для устройства закрытых трубопроводов	117
Глава 7. Машины для подготовки земель к освоению и культурнотехнических работ	120
§ 1. Назначение и классификация	120
§ 2. Машины для срезания кустарника (кусторезы)	120

§ 3. Машины и орудия для валки и срезания леса	124
§ 4. Корчевальные машины	126
§ 5. Машины для сплошного удаления растительности	134
§ 6. Машины для подборки, собирания, погрузки и транспортирования растительности и камней	139
§ 7. Универсальные рамы	143
§ 8. Основные направления развития машин для удаления древесно-кустарниковой растительности	143
§ 9. Камнеуборочные машины	144
§ 10. Машины для первичной обработки мелиорируемых земель	147
Глава 8. Машины для подготовки полей к поливу	152
§ 1. Ковшовые планировщики	152
§ 2. Отвальные планировщики-выравниватели	156
§ 3. Машины для нарезки и выравнивания поливной сети	158
§ 4. Основные направления развития машин для подготовки полей к поливам	163
Глава 9. Машины и установки для орошения сельскохозяйственных культур	163
§ 1. Общая классификация, назначение и основные требования	163
§ 2. Дождевальные установки и машины	164
§ 3. Поливные машины	173
§ 4. Машины для подпочвенного орошения	175
§ 5. Перспективные направления развития конструкции машин для орошения	176

РАЗДЕЛ II

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

Глава 10. Общие вопросы расчета мелиоративных машин	178
§ 1. Задачи и общий порядок расчета мелиоративных машин	178
§ 2. Выбор основных (общих) параметров мелиоративных машин	178
§ 3. Особенности расчета баланса мощности мелиоративных машин	179
§ 4. Основы динамического расчета мелиоративных машин	183
§ 5. Определение внешних сил, действующих на рабочий орган и мелиоративную машину в рабочем положении	187
§ 6. Особенности тягового расчета мелиоративных машин и выбора базовой машины	192
§ 7. Особенности статического расчета мелиоративных машин	194
§ 8. Производительность мелиоративных машин	200
Глава 11. Проходимость мелиоративных машин по болотно-торфяным и водонасыщенным грунтам	202
§ 1. Проходимость, классификация грунтов и типы ходового оборудования мелиоративных машин	202
§ 2. Проходимость машин на гусеничном ходу	203
§ 3. Особенности конструкции болотных и мелиоративных тракторов	213
Глава 12. Автоматизация мелиоративных машин	214
§ 1. Основные направления автоматизации мелиоративных машин	214
§ 2. Устройство каналов и дрен с заданным уклоном и автоматизация процесса	215
§ 3. Копирные системы автоматического регулирования уклона мелиоративных сооружений	217
§ 4. Точность копирных систем регулирования уклона	224
§ 5. Многокомпонентные копирные системы	227
§ 6. Бескопирные (автономные) системы автоматического регулирования уклона	227
§ 7. Автоматизация планировщиков	233
§ 8. Перспективные системы автоматизации режима работы мелиоративных машин	235
Глава 13. Основы теории и расчета машин с ротационными рабочими органами	237
§ 1. Типы ротационных рабочих органов и выбор их основных параметров	237
§ 2. Баланс мощности машин с ротационными рабочими органами	247
§ 3. Особенности тягового и статического расчетов машин с ротационными рабочими органами	255
Глава 14. Основы расчета машин с многоковшовыми и скребковыми рабочими органами	258
§ 1. Типы рабочих органов, кинематика и выбор основных параметров	258
§ 2. Мощность привода рабочего органа, тяговый и статический расчеты	266
Глава 15. Основы теории и расчета машин со шнековыми рабочими органами	268
§ 1. Дифференциальное уравнение движения материальной частицы в шнеке и производительность шнека	268
§ 2. Выбор основных параметров шнеков	272
§ 3. Баланс мощности	274
§ 4. Силы, действующие на машину со шнековыми рабочими органами	277
§ 5. Тяговый и статический расчеты	278

Глава 16. Основы теории и расчета каналокопателей с плужными рабочими органами	278
§ 1. Выбор и расчеты основных параметров и формы плужных рабочих органов	278
§ 2. Силы, действующие на каналокопатель с плужным рабочим органом, тяговый и статический расчеты	284
Глава 17. Основы теории и расчета машин с отвальными рабочими органами для выравнивания кавальеров, планировки откосов каналов и полей	288
§ 1. Основные параметры и типы профилей отвалов	288
§ 2. Расчет кавальероразравнивателей	290
§ 3. Расчет откосопланировщиков	296
§ 4. Расчет ковшового планировщика	301
Глава 18. Основы расчета дренажных машин	304
Дренажные трубоукладочные машины	304
§ 1. Выбор основных параметров	304
§ 2. Внешние силы, действующие на дренажную трубоукладочную машину в рабочем положении, и особенности статического расчета	309
§ 3. Тяговые сопротивления, тяговый расчет и баланс мощности	313
Кротодренажные машины	314
§ 4. Выбор типа и основных параметров ножа и дренера	314
§ 5. Тяговые сопротивления, тяговый расчет и определение мощности двигателя кротодренажной машины. Особенности статического расчета	316
Глава 19. Основы расчета машин для укладки бетонных антифильтрационных экранов	318
§ 1. Выбор основных параметров бетоноукладочных машин и нарезчиков швов	318
§ 2. Тяговый расчет	322
§ 3. Баланс мощности бетоноукладчика	324
§ 4. Тяговый расчет и баланс мощности нарезчика швов	324
§ 5. Производительность	325
§ 6. Методика расчета уплотняющего органа роликового типа	325
Глава 20. Основы теории и расчета машин для срезывания и удаления растительности	327
§ 1. Выбор основных параметров пассивных рабочих органов	327
§ 2. Определение мощности тяговых сопротивлений и тяговый расчет машин с пассивным рабочим органом	329
§ 3. Усилия в механизмах управления машин с пассивными рабочими органами	334
§ 4. Статический расчет машин с пассивными рабочими органами	334
§ 5. Выбор основных параметров активных режущих аппаратов и определение мощности	336
Глава 21. Основы расчета дождевальных устройств и машин	342
§ 1. Интенсивность дождя	342
§ 2. Производительность, время работы на позиции и скорость движения машин	344
§ 3. Эффективность и равномерность орошения дождеванием	345
Указатель литературы	347