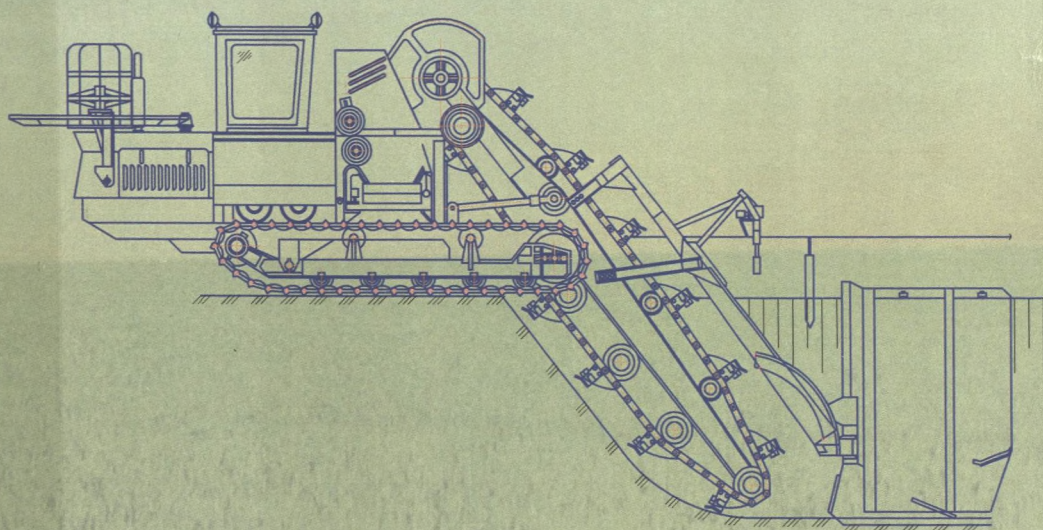


631, 311
Т-38

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА (ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ОБЩИЙ РАСЧЕТ МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН)



Москва 2016

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА им. К.А. ТИМИРЯЗЕВА

Ю.Г. Ревин, Ю.П. Леонтьев, К.В. Губер,
В.И. Поддубный, Н.А. Палкин, В.В. Андросов

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ
И ОБОРУДОВАНИЕ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА
(ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ОБЩИЙ РАСЧЕТ
МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН)

*Рекомендовано УМО по образованию
в области «Природообустройство» в качестве учебника
для студентов высших учебных заведений, обучающихся
по направлениям подготовки (специальностям)
15.03.02, 15.04.02 «Технологические машины и оборудование»,
23.03.02, 23.04.02 «Наземные транспортно-технологические
комплексы», 23.05.02 «Наземные транспортные системы»*

Под общей редакцией
профессора Ю.Г. Ревина

Москва
Издательство РГАУ-МСХА
2016

УДК 631.311-02: 631.6(075.8)
ББК 40.723 73
Т 384

Ревин Ю.Г., Леонтьев Ю.П., Губер К.В., Поддубный В.И., Палкин Н.А., Андросов В.В. **Технологические машины и оборудование природообустройства (Основы теории и общий расчет мелиоративных машин): Учебник** / Ю.Г. Ревин, Ю.П. Леонтьев, К.В. Губер, В.И. Поддубный, Н.А. Палкин, В.В. Андросов; Под общ. ред. Ю.Г. Ревина. М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2016. 230 с.; ил.

*Под общей редакцией
Ю.Г. Ревина*

В издании приведены основные сведения о машинах и оборудовании природообустройства в той части, в которой эти машины относятся к специальным (мелиоративным) машинам. Освещены вопросы теории и общего расчета мелиоративных машин. Представлены подробные методики выбора и основных параметров рабочих органов, ходовых устройств, расчета мощности, статических, тяговых и динамических расчетов машин по их типам, а также общая и некоторые частные методики оценки качества работы мелиоративных машин, вопросы экологии применительно к их использованию в условиях эксплуатации.

Предназначено для студентов вузов по направлениям подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», 15.03.02 и 15.04.02 «Технологические машины и оборудование», 23.05.02 «Наземные транспортные системы».

Рецензент – доктор технических наук, профессор А.Н. Лукьянчиков (Тверской государственный технический университет).

ISBN 978-5-9675-1384-8

© Ревин Ю.Г. и др., 2016
© ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА
им. К.А. Тимирязева, 2016
© Издательство РГАУ-МСХА, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИНАХ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА (МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИНАХ).....	7
1.1. Основные виды работ по природообустройству, выполняемых специальными машинами, и требования к качеству их выполнения.....	7
1.2. Виды технологических машин природообустройства и их общая характеристика.....	9
1.3. Технологические основы конструирования и расчета мелиоративных машин.....	10
1.4. Оценка воздействия на окружающую среду и экологическая экспертиза технологических машин.....	22
1.5. Проходимость мелиоративных машин тягово-сцепные свойства их движителей.....	32
1.5.1. Классификация грунтов и типы ходового оборудования мелиоративных машин.....	32
1.5.1. Тягово-сцепные свойства гусеничных движителей на грунтах со слабой несущей способностью	33
1.6. Автоматизация мелиоративных машин	40
1.6.1. Общие сведения о системах автоматического управления	40
1.6.2. Элементы теории автоматического управления.....	45
1.6.3. Основные направления автоматизации мелиоративных машин	49
1.6.4. Перспективные системы автоматизации режима работы мелиоративных машин.....	57
<i>Контрольные вопросы к разделу 1</i>	<i>59</i>
2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЁТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН	60
2.1. Общие сведения о расчёте мелиоративных машин	60
2.1.1. Задачи и общий порядок расчёта мелиоративных машин	60
2.1.2. Выбор и расчёт основных (общих) параметров мелиоративных машин	61
2.1.3. Особенности расчёта баланса мощностей мелиоративных машин.....	61
2.1.4. Основы динамического расчёта мелиоративных машин	67
2.1.5. Определение внешних сил, действующих на рабочий орган и мелиоративную машину в рабочем положении	73
2.1.6. Особенности тягового расчёта мелиоративных машин и выбора базовой машины	81
2.1.7. Особенности статического расчёта мелиоративных машин	84
2.1.8. Производительность мелиоративных машин.....	93
<i>Контрольные вопросы к главе 2.1</i>	<i>95</i>
2.2. Основы теории и расчета машин с ротационными рабочими органами.....	96
2.2.1. Типы рабочих органов и выбор их основных параметров.....	96
2.2.2. Баланс мощности машин с ротационными рабочими органами.....	109
2.2.3. Определение мощности двигателя с учетом динамических нагрузок.....	119
2.2.4. Определение тяговых сопротивлений для машин с ротационными рабочими органами ...	121
<i>Контрольные вопросы к главе 2.2</i>	<i>124</i>
2.3. Основы теории и расчета каналокопателей с плужными рабочими органами	125
2.3.1. Выбор и расчет основных параметров рабочей поверхности плужных органов	125
2.3.2. Силы, действующие на каналокопатель с плужным рабочим органом. Статический и тяговый расчеты	133
2.3.3. Статический и тяговый расчеты	136
<i>Контрольные вопросы к главе 2.3</i>	<i>139</i>

2.4. Основы теории и расчета машин с отвальными рабочими органами для разравнивания кавальеров, планировки откосов каналов и полей	140
2.4.1. Основные параметры и типы профилей отвалов	140
2.4.2. Расчет кавальероразравнивателей	143
2.4.3. Расчет откосопланировщиков	151
2.4.4. Расчет ковшового планировщика	155
<i>Контрольные вопросы к главе 2.4</i>	159
2.5. Оценка планирующей способности планировщиков полей	160
2.5.1. Оценка качества поля	160
2.5.2. Оценка планирующей способности планировщика	162
2.5.3. Определение необходимого числа проходов планировщика	167
<i>Контрольные вопросы к главе 2.5</i>	168
2.6. Основы теории и расчета дренажных машин	168
2.6.1. Выбор основных параметров дренажных трубоукладочных машин	168
2.6.2. Внешние силы, действующие на дренажную трубоукладочную машину в рабочем положении, и особенности статического расчета	174
2.6.3. Тяговые сопротивления, тяговый расчет и баланс мощности дренажных трубоукладочных машин	180
2.6.4. Оценка точности работы дренажной машины	181
2.6.5. Выбор типа и основных параметров ножей и дренера кротодренажных машин	184
2.6.6. Тяговые сопротивления, статический и тяговый расчеты кротодренажных машин ..	185
2.6.7. Выбор и обоснование параметров и режима работы дренажно-целевых машин	187
<i>Контрольные вопросы к главе 2.6</i>	187
2.7. Основы расчёта машин для укладки бетонных антифильтрационных экранов	188
2.7.1. Выбор основных параметров бетоноукладчиков и нарезчиков швов	188
2.7.2. Тяговый расчет и баланс мощности бетоноукладчика	193
2.7.3. Тяговый расчет и баланс мощности нарезчика швов	195
2.7.4. Определение производительности бетоноукладочной машины	196
<i>Контрольные вопросы к главе 2.7</i>	197
2.8. Основы теории и расчета дождевальной техники	198
2.8.1. Элементы техники полива дождеванием	198
2.8.2. Выбор основных параметров дождевальных машин	200
2.8.3. Расчет рабочих органов дождевальных машин	203
2.8.4. Основы гидравлического расчета дождевальных машин	208
2.8.5. Нагрузки, действующие на дождевальные машины	211
2.8.6. Баланс мощности дождевальных машин	215
2.8.7. Расчет производительности дождевальных машин	218
2.8.8. Оценка эффективности полива дождевальными машинами	221
2.8.9. Особенности гидравлического расчета поливной техники	226
<i>Контрольные вопросы к главе 2.8</i>	228
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	229

ВВЕДЕНИЕ

Устойчивое повышение продуктивности сельскохозяйственных угодий в условиях нашего климата, который на большей части территории России малоблагоприятен для растениеводства, возможно только при широком использовании различных мелиоративных мероприятий. В южных, юго-западных и юго-восточных районах России большие площади земледельческой зоны испытывают недостаток влаги для нормального развития сельскохозяйственных культур в среднем два года из каждых пяти. В западных, северо-западных и центральных районах, общая площадь которых составляет около 35% площади земледельческой зоны, обилие осадков весной и осенью, повторяющееся в среднем через год, затрудняет своевременное проведение посевных работ и уборку урожая. В то же время летом многие районы испытывают дефицит водного баланса для влаголюбивых культур, трав, овощей, повторяющийся через два-три года.

Периодические засухи в засушливых районах и переувлажнения полей весной и осенью во влажных районах обуславливают неустойчивость сельскохозяйственного производства и резкие колебания объёмов заготавливаемой продукции. Всего в стране из общей площади земель, нуждающихся в орошении, поливают только около 8%, из фонда избыточно увлажнённых и заболоченных сельскохозяйственных угодий осушено около 20%.

Таким образом, улучшение природной среды – объективная необходимость. Однако это улучшение следует проводить на основе перехода от ресурсно-потребительских к сберегающе-созидательным технологиям с восстановлением нарушенных компонентов и защиты природы от негативных последствий природопользования. *Комплекс таких мероприятий получил название **природообустройства***. Многие из работ природообустройства могут быть выполнены только при помощи специальных средств механизации, что обусловлено специфическими особенностями этих работ: разнообразие почвенно-грунтовых условий, преимущественно их линейная протяженность, большое разнообразие профилей строящихся и эксплуатируемых сооружений, необходимость регулярной очистки от различной растительности и камней огромных площадей с последующей их обязательной планировкой, довольно «жёсткие» требования к качеству выполняемых работ и т. д. – определяют специфические свойства машин и оборудования как специальных технических средств, называемых мелиоративными машинами.

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

С начала 60-х гг. ряд заводов Министерства строительного, дорожного и коммунального машиностроения, а затем в последующие годы

и несколько заводов других министерств были специализированы для производства мелиоративных машин. Это позволило поднять мелиоративное машиностроение на более высокую ступень и начать выпуск современных специализированных и эффективных машин. К таким машинам относят в первую очередь двухроторные, двухфрезерные и шнекороторные каналокопатели, кавальероразравниватели и корчеватели с пассивными и активными рабочими органами, комплекты машин для бетонирования оросительных каналов, высокоэффективные дренажные машины, планировщики сельскохозяйственных полей, высокопроизводительные дождевальные машины, машины для содержания и ремонта мелиоративных систем и др.

Выпуск более 200 типоразмеров специальных мелиоративных машин позволил механизировать операции и процессы, которые ранее выполняли общестроительными машинами и требовали ручного труда с последующими различными доделочными работами.

«Машины и оборудование природоохранного обустройства территорий», «Технологические машины и оборудование», «Теория технических средств природообустройства и защиты в ЧС», «Основы количественной оценки качества работ, выполняемых технологическими машинами» и др. — специальные профилирующие дисциплины, в которых изучают только такие технологические машины, которые предназначены для выполнения специальных мелиоративных работ, работ природообустройства. Подробно изучают конструирование и теорию рабочих процессов, общий расчет специальных технологических машин. Ходовое оборудование, системы управления и привода, другие системы, агрегаты и элементы машин, известные из иных курсов, рассмотрены только с точки зрения особенностей их использования в конструкциях мелиоративных машин.

Разделы учебника 1.1–1.3, 1.5, 1.6, 2.1, 2.3, 2.5 написаны Ю.Г. Ревиным, раздел 2.2 – Ю.П. Леонтьевым, раздел 2.8 – К.В. Губером, раздел 1.4 – Н.А. Палкиным и Ю.Г. Ревиным, разделы 2.4, 2.7 – В.И. Поддубным и Ю.Г. Ревиным, раздел 2.6 – В.В. Андросовым и Ю.Г. Ревиным.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИНАХ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА (МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИНАХ)

Развитие мелиоративного машиностроения в стране тесно связано с созданием и последующей эксплуатацией совершенных высокомеханизированных и автоматизированных мелиоративных систем, что возможно только при использовании комплексной механизации мелиоративных работ, координации научно-исследовательской и опытно-конструкторской деятельности, унификации и стандартизации в области водного хозяйства, планировании производства и поставок машин и оборудования.

Основой для объединения перечисленных таких разнородных видов деятельности служит «Система машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства...».

Система машин предусматривает решение следующих основных задач:

- совершенствование комплексной механизации всех технологических процессов мелиоративного назначения и повышение уровня механизации трудоемких процессов, выполняемых вручную;
- улучшение структуры парка машин, создание и внедрение надежных специализированных машин и сменного рабочего оборудования на базе энергонасыщенных тракторов и специальных мелиоративных шасси;
- отработка конструкций машин и технологических процессов, позволяющих с высоким качеством, соответствующим требованиям мелиоративного производства, выполнять специальные работы в области водного хозяйства и природообустройства.

1.1. Основные виды работ по природообустройству, выполняемых специальными машинами, и требования к качеству их выполнения

При строительстве и эксплуатации мелиоративных систем, освоении сельскохозяйственных земель, других работах по природообустройству достигнут высокий уровень механизации, который получен за счет применения главным образом строительных машин (бульдозеров, скреперов, грейдеров, одноковшовых экскаваторов). Использование этих машин оправдано в основном тогда, когда необходимо выполнение работ, не требующих высокого качества и которые можно рассматривать как «черновые».

Для различных «доводочных» работ или работ, с самого начала выполнения требующих высокого качества, более целесообразно применение специальных мелиоративных машин. Такие процессы и операции настоль-

ко специфичны по условиям их выполнения и агромелиоративным требованиям, что они либо не могут быть выполнены общестроительными машинами вообще, либо применение этих машин нецелесообразно в связи с большим объемом доделочных работ. К таким процессам можно отнести: прокладку и очистку от наносов и растительности осушительных и оросительных каналов глубиной до 3 м, разравнивание кавальеров, планировку и разравнивание дна и откосов мелиоративных каналов, стабилизацию откосов осушительных каналов различными способами, устройство противофильтрационных облицовок оросительных каналов, строительство дренажа различных видов, очистку заиленных дрена, удаление и утилизацию растительности различных видов при освоении земель и проведении культуртехнических работ, очистку сельскохозяйственных площадей от камней, первичную обработку мелиоративных земель, планировку и выравнивание земель, подготовку сельскохозяйственных полей к поливам, устройство и заравнивание временной оросительной сети, орошение и др.

Для большинства перечисленных выше технологических операций разработаны нормативы, которые регламентированы различными ГОСТами и СНиПами.

Так, при прокладке осушительных каналов отклонение их оси от проектной не должно превышать 20 см, превышение не допускается, допуск продольного уклона 10%, ширины канала по дну – 10...15%, крутизны откосов +15...10%, ровности поверхности откоса 10%.

Допускаемые отклонения параметров оросительных каналов примерно такие же.

При строительстве закрытого горизонтального дренажа в зонах осушения и орошения ось дрена не должна отклоняться от проектной больше чем на 1 м, допуск отметки дна траншеи для труб диаметром 50 мм равен 1,5 см, диаметром 75...125 мм – 2 см, диаметром 150...250 мм – 3 см, отклонение в верх не допускается, максимальный допуск продольного уклона на участке длиной 100 м составляет 0,0005.

При планировке орошаемых земель допускаемые местные отклонения не должны превышать 3 см, для осушаемых земель – 5 см.

При строительстве закрытых трубопроводов оросительной сети допускают недоборы грунта в основании траншеи и котлованов не более 5 см.

Допуск глубины первичной вспашки при освоении земель не должен превышать 6 см.

Качество работы фрезерных машин, применяемых при освоении закустаренных земель, оценивается степенью измельчения древесных включений. Так, содержание древесных включений размером больше 10 см не должно превышать 20% общего их количества.

Гранулометрический состав щепы, получаемой в результате измельчения древесины, убранной с площадей в процессе культуртехнических мероприятий, должен соответствовать требованиям целлюлозно-бумажной или мебельной промышленности.

При работе дождевальных машин средняя интенсивность дождя должна быть меньше впитывающей способности почвы, неравномерность распределения дождевой воды по орошаемой площади оценивают коэффициентом эффективности полива, который не должен быть меньше 0,7, а крупность капель искусственного дождя не должна превышать 1 мм.

Качество работы – это один, хотя и очень важный, показатель функционирования единой системы «среда – машина – технологический процесс». Другим, более интегральным, показателем можно считать эффективность работы машины в целом при разных внешних условиях. Оценка этих показателей в динамике реально возможна в настоящее время, только при наличии математической модели системы «среда – машина – технологический процесс».

1.2. Виды технологических машин природообустройства и их общая характеристика

Технологические машины природообустройства относят к специальным техническим средствам, получившим общепринятое название **мелиоративные машины**. Этот термин будет в дальнейшем использоваться в последующем тексте. Мелиоративные машины отличаются большим разнообразием конструкций, видов и типов рабочих органов и оборудования, причем различные технологические процессы, профили и типоразмеры мелиоративных объектов зачастую выполняют с помощью рабочих органов одного и того же типа, что обуславливает основной признак классификации – назначение машины (установки). По этому признаку все машины можно условно разделить на девять основных групп (рис. 1.1).

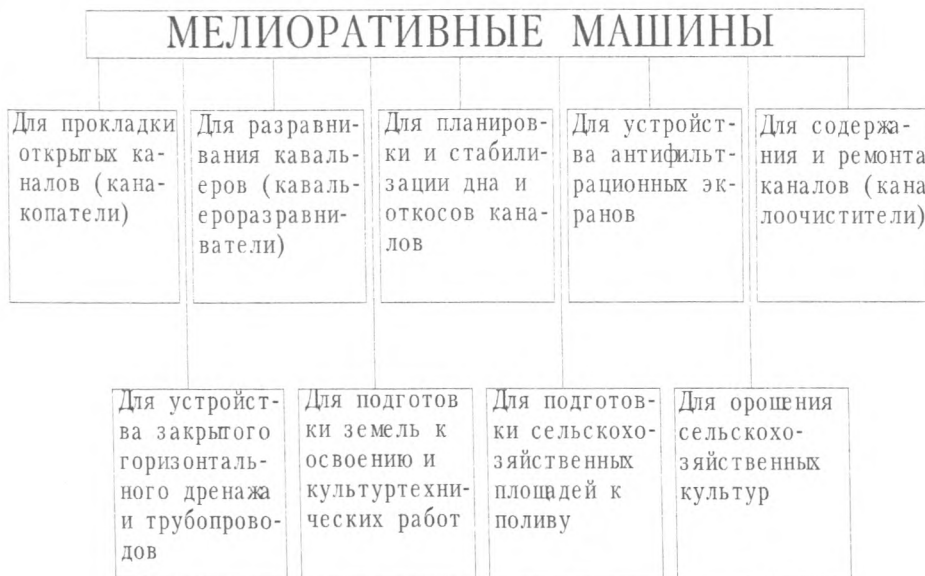


Рис. 1.1. Классификация мелиоративных машин по назначению

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

Все мелиоративные машины можно разделить по характеру рабочего режима на машины непрерывного или циклического действия, а машины, вносящие на поверхность земли или в массу грунта различные материалы или элементы заводского изготовления (бетонную смесь, железобетонные плиты, битум, гидросмесь, дренажные трубки и др.), осуществляющие обработку различных поверхностей и объемов среды, – на машины позиционного действия или работающие в движении.

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

Тип рабочего органа во многом определяет характер выполняемого процесса, затраты энергии, работоспособность машины в целом, ее концепцию.

Применяют машины с различными видами ходового оборудования: гусеничные, колесные, на лыжах и плавучие.

По способу агрегатирования с базовой машиной их делят на навесные, полунавесные, прицепные, полуприцепные и самоходные.

По месту нахождения рабочей машины (рабочего органа или оборудования) по отношению к базовой машине различают мелиоративные машины с задним, передним или боковым расположением.

По передаче крутящего момента для привода рабочих органов различают машины с механическим, гидрообъемным, электрическим (чаще всего дизель-электрическим) типами передач.

Для обеспечения рабочего передвижения базовые машины оборудуют ходоуменьшителями (механическими, гидромеханическими и гидравлическими). Применение гидравлических или гидромеханических ходоуменьшителей в перспективе позволяет перейти к автоматическому управлению режимами работы машины.

Мелиоративные машины должны иметь высокую производительность, достаточную при выполнении технологического процесса проходимость, минимальные материалоемкость и энергоемкость, высокое качество работ, соответствующее агро-мелиоративным требованиям, без доделочных работ и использования ручного труда.

1.3. Технологические основы конструирования и расчета мелиоративных машин

Непрерывное совершенствование конструкций мелиоративных машин, интенсификация режимов их работы с одновременным увеличением ширины захвата, разработка и внедрение различных средств автоматического контроля и управления усложняет методы выбора концепции машины,

основных параметров, проведения общего расчета при конструировании и осуществлении различных оценок работоспособности. Интенсификация режимов работы машины требует более глубокого изучения закономерностей протекания технологических и энергетических процессов, имеющих место при нормальной, установившейся, работе машин. При значительных нагрузках и интенсивных режимах работы взаимовлияния машины и среды нельзя не учитывать. Поэтому возникает потребность учета внутренних свойств машин и осуществляемых процессов, что требует более полного и подробного их математического описания для последующего решения целого ряда сложных вопросов, связанных с условиями работы машин.

Общая характеристика условий работы мелиоративных машин. Мелиоративные машины работают в условиях изменяющихся внешних воздействий, обусловленных многочисленными и разнообразными факторами: неоднородностью физико-химических свойств обрабатываемой или модифицируемой среды; неровностями поверхности, по которой передвигается машина, и др.

Эти факторы, главным образом переменные, в значительной степени влияют на неравномерность загрузки машин; вызывают, подчас резкие, колебания машин в целом, а также рабочего оборудования относительно базы.

У мелиоративных машин изменчивость внешних факторов при взаимодействии рабочих органов с обрабатываемой средой и опорных устройств с поверхностью трассы определяет сложное движение отдельных элементов машин. Это в значительной степени обуславливает качество таких технологических операций, как-то: прокладка каналов и устройство закрытого горизонтального дренажа с заданными продольными уклонами, планировка откосов и дна каналов с целью дальнейшего сооружения противофильтрационной облицовки, очистка каналов от наносов и растительности без недоборов и переборов грунта, планировка сельскохозяйственных площадей...

В свою очередь, взаимодействие машины с обрабатываемой средой определяет и энергетические затраты на выполнение соответствующих операций.

Применительно к каналокопателям и дренаукладчикам, рабочему оборудованию для глубокого мелиоративного рыхления, для подкоркового фрезерования солонцов и других мероприятий выдерживание заданной глубины обработки, глубины канала или траншеи в допустимых пределах — одно из основных агромелиоративных требований. Для каналокопателей и дренаукладчиков помимо соблюдения заданной глубины требуется обеспечить и ровное дно канала или траншеи, ровную и чистую поверхность откосов канала. Неравномерность движения рабочего органа каналокопателя, дренаукладчика, фрезы и т. д. в продольном и особенно вертикальном направлениях сказывается на качестве выполняемого процесса и приводит к значительной неравномерности загрузки двигателя базовой машины, к увеличению расхода топлива.

Степень неравномерности нагрузки (тягового сопротивления, момента в трансмиссии), а также качество технологических процессов существенно зависит и от скорости движения машин. С повышением скорости частота воздействия возмущающих факторов (сопротивление среды разрушению, неровности поверхности трассы и др.) увеличивается.

Переменные возмущающие факторы влияют на работу машин для устройства противотрассовых покрытий из-за неравномерности поступления массы бетонной смеси из транспортных средств; дождевальными машинами – из-за неравномерности тока воды в трубопроводах (главным образом для машин, работающих в движении).

Таким образом, при проведении различных расчетов и оценок необходимо учитывать переменный характер нагрузки мелиоративных машин. Поэтому возникает объективная потребность в моделировании системы «среда – машина – технологический процесс», являющейся в большинстве случаев динамической. Общие принципы моделирования динамических систем, их классификация, а также теоретические основы методов оценки поведения этих систем с использованием ЭВМ довольно полно изложены в специальной литературе. Применительно к мелиоративным машинам необходимо получить конкретные характеристики математических моделей машин, технологических процессов, систем управления машинами и их рабочими органами.

Наиболее существенная особенность условий функционирования мелиоративных машин – случайный их характер в вероятностно-статистическом смысле.

В связи с тем, что условия работы мелиоративных машин случайны, то и результаты работы машин будут также случайными. К таким результатам можно отнести колебания глубины каналов и дренажных траншей, колебания глубины обработки почвы при глубоком мелиоративном рыхлении, проведении культуртехнических работ, неровную поверхность поверхности спланированного поля, колебания загрузки двигателя базовой машины, неравномерность нагрузок в трансмиссии...

Процессы, наблюдаемые при работе различных технических средств, можно условно разделить на две группы.

К *первой* группе относят процессы, обусловленные заранее известными факторами. При наличии определенной модели протекание этих процессов можно прогнозировать с заданной точностью. В любом процессе, имеющем место в реальной машине, есть случайные элементы, но иногда они несут незначительный вклад, и ими можно пренебречь. Для анализа и синтеза таких процессов и оптимизации их параметров используют детерминистические методы, разработанные на основе законов классической физики, теоретической механики и других наук. При использовании этих методов все внешние условия функционирования и свойства самой системы рассматривают как вполне определенные.

Вторая группа процессов, наблюдаемых при работе мелиоративных машин как динамических систем, характеризуется наличием случайных элементов, влиянием которых пренебречь нельзя. Только учитывая случайный характер этих процессов, можно правильно рассчитывать их параметры и оценивать получаемые результаты (верить им). Анализ и прогнозирование таких процессов без учета реальных условий эксплуатации могут привести к существенным ошибкам. Такими следует считать практически все процессы при работе мелиоративных машин, определяющие как условия их работы, так и полученные результаты.

Мелиоративные машины как динамические системы. Функционирование мелиоративной машины можно рассматривать как реакцию на входные внешние возмущения и управляющие воздействия. При этом подходящей расчетной схемой любой машины, независимо от ее назначения, может быть схема по принципу «вход – выход». В такой схеме расчет и конструирование машины и ее рабочих органов осуществляется на основе связей между входными и выходными переменными, а также динамики прохождения и преобразования входных переменных. В качестве входных переменных принимаются все внешние возмущения (условия работы) и управляющие воздействия (со стороны машиниста или автоматической системы управления), которые представляют собой конкретные физические величины (силы, моменты сил, перемещения линейные и угловые и др.). В качестве выходных – совокупность параметров, которые определяют качество работы машины, энергетические и технико-экономические ее показатели, показатели прочности и надежности и др.

При таком подходе к построению модели функционирования мелиоративной машины ее можно представить в виде динамической системы, осуществляющей преобразование входных возмущений и управляющих воздействий в выходные. Места приложения входных воздействий принято называть входами системы, а точки наблюдения выходных процессов – выходами.

В общем случае мелиоративная машина (рабочее оборудование) может быть представлена в виде системы (рис. 1.2), на входе которой действует вектор-функция условий работы (внешних воздействий) $X = x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$ и управления $U = u_1(t), u_2(t), \dots, u_k(t)$. Вектор U является входным для управляющих устройств.

Термин «вектор-функция» означает, что на входе действует n возмущающих и k управляющих воздействий. Кроме того, эти воздействия представляют собой в общем случае функции времени (или какого-либо другого аргумента, например пути).

Выходные переменные также представляют собой вектор $Y = y_1(t), y_2(t), \dots, y_m(t)$, который показывает, как ведет себя машина в реальных условиях функционирования. Вектор Y определяет технологические, энергетические, эксплуатационные и другие показатели работы машины.

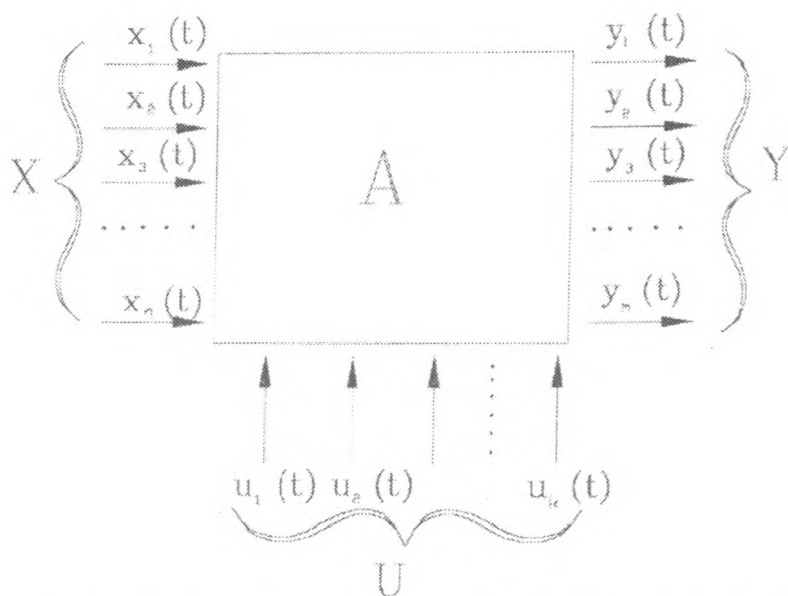


Рис. 1.2. Обобщенная расчетная схема функционирования мелиоративной машины

Расчетная схема может быть дополнена вектором $I = i_1(t), i_2(t), \dots, i_m(t)$, который показывает, как должна работать машина. Отклонения вектора Y от вектора I и определяют точность работы машины как динамической системы, причем отклонения

$$\Delta = Y - I \quad (1.1)$$

образуют в общем случае вектор $\Delta = \delta_1(t), \delta_2(t), \dots, \delta_m(t)$.

Вектор Δ можно рассматривать как выходной вектор некоторой идеальной машины, обеспечивающей выполнение операции без ошибок ($\Delta = 0$) точно в соответствии с установленными агро-мелиоративными, эксплуатационными, технико-экономическими и другими требованиями.

Число компонентов n , m и k векторов зависит от типа машины, степени учета различных условий работы, потребности в учете конкретных показателей работы машины и других факторов. Значительное количество компонентов определяет такую особенность мелиоративных машин, как многомерность. Практически учитываемое при расчете число переменных всегда меньше фактически действующих в реальных условиях эксплуатации. Этим в первую очередь и отличается модель от оригинала (реальной машины).

Наиболее подходящими расчетными схемами мелиоративных машин следует считать схемы с одним-двумя входными воздействиями (условия работы) и одним-двумя выходными процессами (технологическими, энергетическими, силовыми и др.).

Например, для дренажной трубоукладочной машины типа ЭТЦ-2011 расчетная схема может быть представлена в виде динамической системы, которая включает в себя все основные компоненты рисунка 1.2. Возмущающие воздействия представлены вектором $X(t)$, который включает неровности поверхности трассы $Z(t)$ и сопротивление среды $K(t)$. Немаловажное значение имеют реакции грунта на движитель $R(t)$ и координаты центра давления $e(t)$. Вектор U управляющих воздействий может включать сигналы от системы автоматического управления землеройным рабочим органом по высоте $C(t)$, а выходной вектор Y – неровности дна дренажной траншеи $H(t)$, расход мощности $P(t)$, скорость движения дреноукладчика $V(t)$ и др.

Такие схемы могут быть сформированы для любой мелиоративной машины. Следует отметить, что вектор Y можно в первую очередь рассматривать как результат выполнения конкретного технологического процесса. Этот вектор обусловлен свойствами машины (ее параметрами) A и векторами X и U . Установление связи между векторами Y , X и U и является одной из главных задач расчета.

На начальных этапах проектирования, а также при экспресс-оценках работоспособности машины рассматривают упрощенные модели с постоянными компонентами входных и выходных векторов. Такие модели называют статическими. В общем же случае компоненты векторов изменяются во времени, и поэтому расчетная модель, как уже отмечалось, является, как правило, динамической, а процессы, происходящие в ней, можно рассматривать как случайные.

Случайные процессы при работе мелиоративных машин. Случайная функция – естественное обобщение случайной величины, и ее определяют как функцию неслучайного аргумента (времени, высотной координаты положения рабочего органа...). Если аргумент – время, то случайную функцию называют случайным процессом. Случайной называют функцию, вид и характер которой заранее неизвестны. Конкретная запись случайной функции называется реализацией, а необходимый набор записей – ансамблем реализаций.

Случайные процессы, имеющие место при установившейся работе мелиоративных машин, можно отнести к так называемым *эргодическим стационарным процессам*. Учитывая, что наиболее распространенным в практике распределения случайных величин является нормальное, то полную количественную информацию о случайных процессах можно получить с помощью только двух статистик: математического ожидания m_x и корреляционной функции $K_x(t)$. Эти статистики можно определить при обработке одной реализации случайного процесса $X(t)$ достаточной длительности осреднением его по времени T , т. е.

$$m_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T X(t) dt; \quad K_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow 0} \frac{1}{T} \int_0^T \overset{0}{X}(t) \cdot \overset{0}{X}(t + \tau) dt; \quad (1.2)$$

где $X(t)$ – центрированный случайный процесс; $K_x(\tau)$ – корреляционная функция; τ – шаг квантования (сдвиг отсчетов случайной функции по времени); t – текущее время.

По распределению значений случайного процесса различают процессы с нормальным распределением, пуассоновские и др. Особое значение имеют нормальные случайные процессы, наблюдаемые при работе подавляющего числа мелиоративных машин.

Приведенные ранее статистики являются временными, т.е. оценивают случайный процесс в зависимости от сдвига времени $\tau = t_1 - t_2$ (t_1 и t_2 – конкретные значения времени (аргумента)).

Для оценки частотного состава случайного процесса используют статистику, которую называют спектральной плотностью $S_x(\omega)$. По сравнению с корреляционной функцией спектральная плотность не дает новой информации. Но в связи с переходом из временной области в частотную она наглядно раскрывает внутреннюю структуру случайного процесса (по частотному спектру). Спектральная плотность дает представление о том, как распределяется дисперсия процесса по частотам. Спектральная плотность $S_x(\omega)$ и корреляционная функция $K_x(\tau)$ связаны между собой косинус-преобразованием Фурье:

$$S_x(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_x(\tau) \cdot \cos(\omega \cdot \tau) d\tau; \quad K_x(\tau) = \int_0^{\infty} S_x(\omega) \cdot \cos(\omega \cdot \tau) d\omega. \quad (1.3)$$

Построение математических моделей мелиоративных машин. В основу построения математической модели мелиоративной машины может быть положена ее информационная схема (рис. 1.2). Выходной вектор Y , как уже отмечалось, зависит от входных векторов X и U и свойств мелиоративной машины как динамической системы. Эти свойства могут быть выражены некоторым оператором W , который определяет, как машина преобразует входные воздействия:

$$Y = W[X, Z]. \quad (1.4)$$

Построение математической модели машины и ее технологического процесса и заключается в установлении вида и структуры операторов W . Соотношение (1.4) – основополагающее для анализа и синтеза машин как динамических систем.

Анализ работы машин заключается в определении (прогнозировании) выходных переменных при известных входных воздействиях и математической модели машины.

Синтез машины заключается в установлении ее математической модели, обеспечивающей заранее заданное преобразование входных воздействий.

При динамических и статистических расчетах возникает задача построения математических моделей движения мелиоративной машины как многомерной динамической системы. Такие модели в виде уравнений движения приходится составлять для анализа закономерностей движения машин относительно опорной поверхности обрабатываемой среды, расчета устойчивости движения и плавности хода, проходимости машины по грун-

там с малой несущей способностью, анализа и синтеза систем управления машинами и их рабочим оборудованием и для решения других практических задач. Чаще всего для математического описания движения пользуются исходными уравнениями Лагранжа второго рода.

Ограничиваясь линейным приближением уравнений и рассматривая движение при наличии внешних воздействий, получим систему линейных дифференциальных уравнений малых колебаний машины с k обобщенными параметрами.

$$\sum_{j,m=1}^k (a_{jm} \cdot \Delta \ddot{q}_m + b_{jm} \cdot \Delta \dot{q}_m + c_{jm} \cdot \Delta q_m) = \sum_{i=1}^n (d_{mi} \cdot \Delta \dot{x}_i + m_{mi} \cdot \Delta x_i), \quad (1.5)$$

где a, b, c, d, m – постоянные коэффициенты; $\Delta q, \Delta \dot{q}, \Delta \ddot{q}$ – отклонения обобщенных координат, их скорости и ускорения от равновесного значения; $\Delta x, \Delta \dot{x}$ – отклонения функций внешних воздействий и их скоростей от равновесных значений.

В практике расчетов мелиоративных машин часто приходится иметь дело с одномерными моделями движения, когда рассматриваются малые линейные или угловые колебания машин и их рабочих органов под действием возмущающих сил и моментов.

Для одномерной модели с одним входом x и одним выходом $q = y$ уравнение (1.5) примет следующий вид ($j, m = 1; n = 1$):

$$a_{11} \cdot \Delta \ddot{y} + b_{11} \cdot \Delta \dot{y} + c_{11} \cdot \Delta y = d_{11} \cdot \Delta \dot{x} + m_{11} \cdot \Delta x$$

или

$$T_2^2 \cdot \Delta \ddot{y} + T_1 \cdot \Delta \dot{y} + \Delta y = \tau \cdot \Delta \dot{x} + k \cdot \Delta x, \quad (1.6)$$

где $T_2^2 = a / c$; $T_1 = b / c$; $\tau = d / c$; $k = m / c$.

Уравнение (1.6) описывает малые колебания мелиоративной машины или (и) ее рабочего органа под действием различных возмущающих сил и моментов, обусловленных движением по поверхности поля (трассы) и сопротивлением среды (грунта, растительности, бетонной смеси и др.) разрушению.

Линейные операторы в форме дифференциального уравнения типа (1.6) характерны не только для моделей движения, но и для моделей других процессов работы мелиоративных машин и их рабочих органов.

Постоянные T_2 и T_1 имеют размерность времени и отражают инерционные T_2 и демпфирующие T_1 свойства системы. В установившемся движении, когда скорости и ускорения точек системы равны нулю, из уравнения (1.6) получим статическую характеристику модели

$$\Delta y_0 = k \cdot \Delta x_0. \quad (1.7)$$

Коэффициент k называют коэффициентом усиления. Он характеризует статические свойства системы. Наконец, коэффициент τ также имеет раз-

мерность времени. Он отражает влияние скорости изменения возмущения на колебания Δy системы. В ряде случаев влияние скорости незначительно, и с достаточной для практических расчетов точностью можно принять $\tau \cong 0$. При этом уравнение (1.6) принимает вид

$$T_2^2 \cdot \Delta \ddot{y} + T_1 \cdot \Delta \dot{y} + \Delta y = k_{11} \cdot \Delta x. \quad (1.8)$$

Как известно из теории колебаний, уравнение (1.8) – общее дифференциальное уравнение вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы около положения устойчивого равновесия с учетом сил сопротивления. Когда $\Delta x = 0$, получаем уравнение свободных колебаний системы, которое можно привести к известному виду

$$\Delta \ddot{y} + 2 \cdot n \cdot \Delta \dot{y} + k^2 \cdot \Delta y = 0, \quad (1.9)$$

где $n = T_1 / (2T_2^2)$; $k = 1/T_2$

Таким образом, постоянная времени T_2 характеризует собой период свободных колебаний динамической системы. Круговая частота свободных колебаний $\omega_p = 2 \cdot \pi / T_2$, с^{-1} .

Помимо дифференциальных и других уравнений, в качестве операторов W могут быть приняты и другие характеристики, например передаточная функция. Эта характеристика может быть определена из системы дифференциальных уравнений (1.5). Для простейшего случая после преобразования уравнения (1.8) по Лапласу оно примет вид

$$(T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1) \cdot Y(s) = k_{11} \cdot X(s), \quad (1.10)$$

где s – комплексная переменная преобразования, $s = \alpha + i \cdot \omega$; α – действительная составляющая переменной s ; $i^2 = -1$; ω – круговая частота; $Y(s)$, $X(s)$ – изображения переменных по Лапласу. Соотношение

$$P(s) = Y(s) / X(s) = k_{11} / (T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1), \quad (1.11)$$

называется передаточной функцией системы. При известной передаточной функции $P(s)$ значение изображения по Лапласу выходной переменной определяется алгебраически из соотношения

$$Y(s) = P(s) \cdot X(s). \quad (1.12)$$

В результате обратного преобразования Лапласа передаточной функции $P(s)$ получают импульсную переходную функцию $J(t)$, которая является реакцией системы на единичную импульсную функцию, или дельта-функцию.

Реакция системы на гармоническое воздействие определяется еще одной важной характеристикой – частотной $W(s)$. Если на вход системы подать гармоническое воздействие с частотой ω , то на выходе после затухания переходных процессов установятся гармонические колебания с той же

частотой ω , но с другими амплитудами и фазой по сравнению с входным воздействием. Частотная характеристика системы может быть получена из передаточной функции $P(s)$ при замене $s = i \cdot \omega$.

Частотная характеристика $W(i \cdot \omega)$ может быть представлена как $W(i \cdot \omega) = u(\omega) + i \cdot v(\omega)$.

Выражения $u(\omega)$ и $v(\omega)$ определяют соответственно вещественную и мнимую частотные характеристики. Для каждого значения частоты в диапазоне от $\omega = 0$ до $\omega = \infty$ можно вычислить значение частотной характеристики $W(i \cdot \omega)$, которое представит на комплексной плоскости точку $\mathbf{k}$ с координатами $u(\omega_k)$ и $v(\omega_k)$.

Длина вектора $A(\omega)$, проведенного от начала координат до точки $\mathbf{k}$,

$$A(\omega) = \sqrt{u(\omega)^2 + v(\omega)^2}, \quad (1.13)$$

а угол его наклона к оси u

$$\phi(\omega) = \arctg[v(\omega) / u(\omega)]. \quad (1.14)$$

При изменении ω в широких пределах вектор $A(\omega)$ будет изменять свою длину и одновременно поворачиваться, причем конец $\mathbf{k}$ вектора опишет некоторую кривую (годограф), которую называют **амплитудно-фазовой характеристикой**. Длина вектора $A(\omega)$ является модулем частотной характеристики и в функции частоты определяет **амплитудно-частотную характеристику**, т.е. изменение относительной амплитуды вынужденных колебаний.

Мелиоративные машины представляют собой сложные динамические системы, состоящие из отдельных сборочных единиц и элементов с различными связями, динамические свойства которых определяются соответствующими передаточными функциями и частотными характеристиками.

При определении передаточной функции всей машины часто возникает необходимость преобразования многозвенной схемы в целях ее упрощения или замены одним сложным звеном. Такие преобразования легко выполнить в структурной схеме динамической системы, графического изображения системы в виде совокупности динамических звеньев с обозначением их передаточных функций $P_i(s)$ и входных и выходных переменных.

Структурная схема служит для определения передаточных функций сложных динамических систем, составляющие которых охвачены различными связями.

Оценка качества работы мелиоративной машины. Обеспечение требуемого качества работы – важнейшая задача при выборе концепции машины и оценке ее работоспособности. Качество работы мелиоративной машины можно определить в общем случае как совокупность свойств, характеризующих успешность выполнения поставленных задач в определенных условиях. К числу таких свойств можно отнести точность выполнения операций, эффективность функционирования, надежность и др.

Для любых технических систем и их элементов под надежностью понимают, как известно, свойство, обусловленное главным образом безотказностью и ремонтпригодностью устройства (его элемента).

Нарушения работоспособности мелиоративных машин могут происходить из-за изменения технического состояния узлов и деталей (поломки, износы и т. д.), а также из-за нарушений нормального протекания технологического процесса, что может быть вызвано не только изменениями условий работы и соответствующего управления процессом. В связи с этим возникает необходимость в установлении показателей технологической надежности мелиоративной машины и в построении модели отказов.

Под технологической надежностью как оценкой качества работы следует понимать способность мелиоративной машины выполнять технологический процесс (операцию) в соответствии с требованиями этого процесса на уровне не хуже заданного в течение определенного времени в конкретных условиях эксплуатации. При этом отказом следует считать любое нарушение процесса, т. е. выход процесса из заданных пределов, а ремонтпригодностью — свойство агрегата, заключающееся в его приспособленности к контролю и удобному управлению при устранении и предупреждении отказов.

У мелиоративных машин технологическая надежность и другие оценки качества существенно зависят от условий работы и поэтому часто относительны, а не абсолютны. Для количественной оценки качества работы машины необходимо наличие четко сформулированных критериев качества. Такими критериями могут быть компоненты вектора Δ отклонений выходного вектора Y от вектора I идеальной системы (см. формулу 1.1). При этом условием безотказной работы будет

$$\Delta \leq \Delta_{\text{доп}}, \quad (1.15)$$

где $\Delta_{\text{доп}}$ — допустимое отклонение выходного вектора.

Вектор Δ характеризует модель отклонений (отказов) и в силу статистической природы вектора Y является также случайным в вероятностно-статистическом смысле. Поэтому каждую составляющую $\Delta_i(t)$ этого вектора следует рассматривать как случайный процесс и оценивать соответствующими числовыми характеристиками.

Это — средние значения m_y , дисперсии D_y (или среднеквадратические отклонения σ_y), параметры корреляционных функций $K_y(\tau)$ и спектральных плотностей $S_y(\omega)$, определяющие внутреннюю структуру выходных процессов.

Для показателей качества работы машин и технологической надежности можно использовать и обобщенные характеристики. Это относительная длительность нахождения ординат выходных процессов в заданном интервале. Вычисление этих характеристик базируется на положениях теории выбросов случайных функций за заданные уровни, являющейся частным разделом общей теории случайных функций.

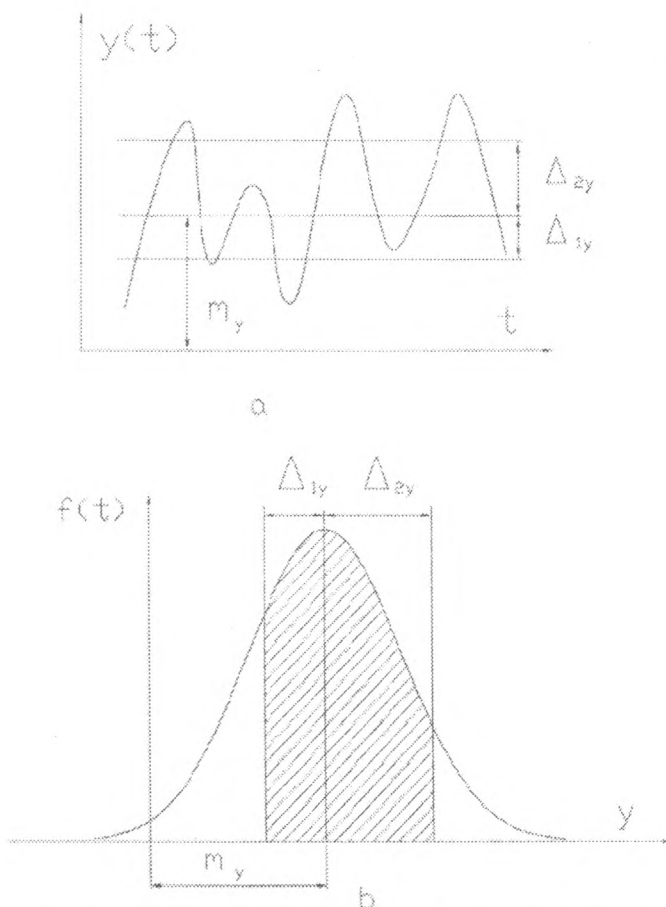


Рис. 1.3. Пример реализации случайного стационарного процесса (а) и плотность распределения (б) его ординат

Пусть для стационарного и эргодического случайного процесса $Y(t)$, одна из реализаций $y_i(t)$ которого показана на рисунке 1.3, а плотность распределения ординат процесса $f(y)$ – на рисунке 1.3 б, техническими условиями предусматриваются допуски Δ_{1y} и Δ_{2y} отклонения ординат процесса от их среднего значения m_y . Таким образом, зона шириной $\Delta_{1y} + \Delta_{2y}$, является областью, за пределы которой отклонения процесса $y(t)$ нежелательны.

Вероятность p нахождения в допустимой зоне численно равна заштрихованной площади на рисунке 1.3 б, т. е.

$$p_{\Delta} = \int_{m_y - \Delta_{1y}}^{m_y + \Delta_{2y}} f(y) dy. \quad (1.16)$$

При нормальном распределении интеграл (1.16) равен

$$p_{\Delta} = \Phi(z_2) - \Phi(z_1),$$

где $\Phi(z)$ – функция Лапласа.

1.4. Оценка воздействия на окружающую среду и экологическая экспертиза технологических машин

С 1995 г. в России действует система обязательной экологической оценки планируемой хозяйственной деятельности, способной оказать неблагоприятное воздействие на окружающую среду, введенная Федеральным законом «Об экологической экспертизе».

Целью проведения оценки воздействия на окружающую среду является предотвращение или смягчение воздействия этой деятельности на окружающую среду и связанных с ней социальных, экономических и иных последствий.

Во время процедуры оценки воздействия на окружающую среду (ОВОС) делается прогноз, анализ и оценка значимости ожидаемых воздействий на окружающую среду (ОС). Изучается не только физическая величина непосредственных воздействий (объем выбросов или концентрация вредных веществ), но и ожидаемые изменения в различных компонентах ОС: воде, воздухе, почве, ландшафте, фауне, флоре, взаимосвязи между всеми этими факторами. Должны быть выявлены и описаны все значимые воздействия: как непосредственные, так и непрямые; как краткосрочные, так и долгосрочные, происходящие на всех стадиях жизненного цикла проекта. Должно быть изучено возможное влияние на здоровье населения, историко-культурные ценности и социально-экономические условия.

Системы экологической оценки (ЭО) намечаемой деятельности сегодня используются практически во всех странах мира и во многих международных организациях как «превентивный», упреждающий инструмент экологической политики. Экологическая оценка основана на простом принципе: легче выявить и предотвратить негативные последствия деятельности для окружающей среды, чем обнаружить и исправлять их на стадии её осуществления. Таким образом, экологическая оценка сосредоточена на всестороннем анализе возможного воздействия планируемой деятельности на окружающую среду и использовании результатов этого анализа для предотвращения или смягчения экологического ущерба. Такой подход становится особенно актуальным по мере распространения представлений об устойчивом развитии, поскольку он позволяет учитывать экологические факторы наряду с экономическими уже на стадии формулировки целей, планирования и принятия решений об осуществлении той или иной деятельности.

В СССР, а затем в России и в других странах СНГ основными составляющими системы экологической оценки являются экологическая экспертиза (ЭЭ), организуемая Государственными природоохранными органами, и оценка воздействия на окружающую среду, проводимая заказчиками документации, подлежащей экспертизе. Определение понятия экологической экспертизы в России приведено в Федеральном законе «Об экологической экспертизе» от 23 ноября 1995 г. № 48-ФЗ: «Экологическая экспертиза – установление соответствия намечаемой хозяйственной и иной деятельности экологическим требованиям и определение допустимости

реализации объекта экологической экспертизы в целях предупреждения возможных неблагоприятных воздействий этой деятельности на окружающую природную среду и связанных с ними социальных, экономических и иных последствий реализации объекта экологической экспертизы».

Экологическая оценка может рассматриваться с различных точек зрения. С одной стороны, её можно рассматривать как процесс, носящий научно-технический и инженерный характер, содержанием которого является прогноз воздействий и последующая выработка или корректировка плановых или проектных решений. С другой стороны, экологическая оценка представляет собой механизм регулирования и связанную с ним формальную процедуру. Наконец, её можно рассматривать как процесс взаимодействия заинтересованных сторон по поводу намечаемой деятельности, для которого формальная процедура задает лишь общие рамки.

Под экологической оценкой обычно понимают процесс систематического анализа и оценки экологических последствий применения технологических машин и оборудования при строительстве и эксплуатации объектов природообустройства и защиты в чрезвычайных ситуациях, консультаций с заинтересованными сторонами, а также учёт результатов этого анализа и консультаций в планировании, проектировании, утверждении и осуществлении данной деятельности. Следует отметить, что сам термин «экологическая оценка» до сих пор не является общепринятым как в отечественной научной, так и нормативно-правовой литературе.

При экологической оценке любого рода хозяйственной и иной деятельности для того, чтобы эффективно защищать и охранять ОС, необходимо руководствоваться тремя принципами:

1) вновь осуществляемая хозяйственная и иная деятельность, ввод в эксплуатацию и использование на народно-хозяйственных объектах технологических машин и оборудования могут допускаться только после положительного заключения комплексной эколого-экономической экспертизы;

2) текущая хозяйственная деятельность, связанная с использованием природных ресурсов или оказывающая влияние на состояние окружающей среды, должна допускаться только при наличии соответствующей лицензии, закрепляющей право на проведение этой деятельности при заданных экологических требованиях и ограничениях;

3) задача экологической оценки – установление разумных экологических ограничений на хозяйственную деятельность и создание системы экологической сертификации продукции, объектов природной среды и природных ресурсов, технологических процессов, отходов производства и потребления.

Экологическая оценка мелиоративных машин. Мелиоративная машина, как всякая другая современная механическая система, предназначенная главным образом для повышения производительности и облегчения труда человека, воздействует на окружающую среду, разрушая почву и грунт рабочими органами, уплотняя их при многократном контакте опорных поверхностей движителей ходового оборудования, загрязняя почву и атмос-

феру выхлопами отработавших газов двигателей и случайными проливами топлива и смазочных материалов, рабочих и охлаждающих жидкостей.

Оценка степени загрязнения атмосферы. Хотя основной вклад в загрязнение атмосферы вносят автомобили, работающие на бензине (примерно 75%), а тракторы, сельскохозяйственные, строительные и мелиоративные машины – 4%, задача снижения вредных выбросов в окружающую среду очень актуальна. К основным загрязняющим атмосферу веществам (общее число таких веществ больше 40) относятся оксид углерода (его доля в общей массе составляет около 70%), углеводороды (примерно 19%) и оксиды азота (около 9%). Оксид углерода (CO) и оксиды азота (NO) поступают в атмосферу только с выхлопными газами. Не полностью сгоревшие углеводороды (HC) поступают как вместе с выхлопными газами, так и из картера (около 20%), топливного бака (около 10%) и карбюратора (примерно 10%); твердые примеси поступают в основном с выхлопными газами (90%) и из картера (10%).

Наибольшее количество загрязняющих веществ выбрасывается при разгоне технологической машины и движении с малой скоростью, что свойственно именно мелиоративным и строительным машинам, работающим на первой, а то и на пониженных скоростях, а также в режимах торможения, остановки, разгона, типичных для машин циклического действия.

Мелиоративные и строительные машины оснащены в основном дизельными силовыми установками, которые более экономичны, чем карбюраторные. Вредных веществ, таких как CO, HC, NO, они выбрасывают меньше, чем другие тепловые двигатели, но существенно больше выделяют дыма (преимущественно несгоревшего углерода). В сочетании с создаваемым шумом дизельные двигатели не только сильно загрязняют окружающую среду, но и в большей степени воздействуют отрицательно на здоровье человека, чем бензиновые. Следует отметить также и то, что все дизели с мощностью более 30 кВт, как правило, запускаются при помощи пусковых карбюраторных двигателей, которые также интенсивно загрязняют среду.

При оценке уровня загрязнения атмосферы, вносимого мелиоративной машиной, используют, как правило, расчетный метод, базирующийся на использовании удельных показателей, т.е. выбросов загрязняющих веществ, приведенных к единице времени, оборудования, массе получаемой продукции или расходуемых материалов.

Выброс i -го вещества одной машиной k -й категории, г/мин,

$$M_{ik} = (m_{nc} \cdot t_{nc} + m_{np} \cdot t_{np} + m_{dv} \cdot t_{dv} + m_{xx} \cdot t_{xx} + m_p \cdot t_p),$$

где m_{nc} , m_{np} , m_{dv} , m_{xx} , m_p – удельные выбросы i -го вещества машиной k -й группы соответственно при запуске, прогреве двигателя, движении от места стоянки до места работы и обратно, работе двигателя на холостом ходу, при основной работе, г/мин; t_{nc} , t_{np} – время работы пускового двигателя и прогрева основного (дизельного) двигателя, мин; t_{dv} – время движения машины от места стоянки или хранения до места работы и обратно, мин. Это время подсчитывается при скорости движения машины, равной 5 км/ч; t_{xx} , t_p – время работы машины соответственно на холостом ходу и при выполнении технологического процесса, мин.

Значения удельных выбросов приведены в таблице 1.1...1.4 в зависимости от мощности двигателя и с учетом температурных условий. Периоды года (холодный, теплый, переходный) условно определяются по величине среднемесячной температуры. Месяцы, в которых температура ниже -5°C , относятся к холодному периоду, месяцы со среднемесячной температурой выше $+5^{\circ}\text{C}$ – к теплому периоду, а с температурой от -5°C до $+5^{\circ}\text{C}$ – к переходному.

Средняя продолжительность пуска дизелей соответственно равна 1, 2, 4 мин для теплового, переходного и холодного периодов года. Продолжительность прогрева двигателей приведена в таблице 1.5.

Валовой годовой выброс i -го вещества мелиоративной машиной рассчитывают для каждого периода года по формуле

$$M_i = \sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^N \sum_{l=1}^Z (m_{nc} \cdot t_{nc} + m_{np} \cdot t_{np} + m_{dv} \cdot t_{dv} + m_{xx} \cdot t_{xx} + m_p \cdot t_p),$$

где K – коэффициент выпуска машин на линию; N – количество машин k -й категории в хозяйстве; Z – количество рабочих дней в расчетном периоде года (холодном, теплом, переходном).

Количество рабочих дней в расчетном периоде Z зависит от режима работы предприятия и длительности периодов со средней температурой ниже -5°C , от -5°C до $+5^{\circ}\text{C}$, выше $+5^{\circ}\text{C}$. Длительность расчетных периодов для каждого режима и среднемесячная температура принимаются по «Справочнику климата России». Для холодного периода расчет проводится для каждого месяца.

Для определения общего валового выброса $M_{i\text{общ}}$ валовые выбросы одноименных веществ по периодам года суммируют:

$$M_{i\text{общ}} = M_i^r + M_i^x + M_i^n, \text{ т/год.}$$

Разовый выброс i -го вещества G_i определяется по формуле

$$G_i = \frac{\sum_{k=1}^n M_i \cdot N_k}{60 \cdot t_{np}},$$

где t_{np} – среднее время разезда мелиоративных машин с места стоянки, мин.

Разовый выброс рассчитывают для месяца с наиболее низкой среднемесячной температурой.

В соответствии с ГОСТ 17.2.3.02–78 максимально допустимый выброс регламентирован предельно допустимым выбросом вредных веществ в атмосферу (ПДВ), который устанавливают для каждого источника загрязнения атмосферы при условии, что выбросы вредных веществ от данного источника с учетом рассеивания не создадут приземную концентрацию, превышающую их предельно допустимые концентрации (ПДК) для обслуживающего персонала, растительного и животного мира (табл. 1.6).

Таблица 1.1

**Удельные выбросы загрязняющих веществ пусковыми двигателями
и установками при пуске дизелей (m_p)**

Категория машин	Номинальная мощность дизеля, кВт	Удельные выбросы загрязняющих веществ, г/мин				
		CO	CH	NO ₂	SO ₂	Pb*
1**	до 20	-	-	-	-	-
2	21...35	18,3	4,7	0,7	0,023	0,0064
3	36...60	23,3	5,8	1,2	0,029	0,0082
4	61...100	25,0	2,1	1,7	0,042	0,0120
5	101...160	35,0	2,9	3,4	0,058	0,0160
6	161...260	57,0	4,7	4,5	0,095	0,0270
7	Св. 260	90,0	7,5	7,0	0,150	0,0420

* Расчет выбросов соединений свинца проводится только в случае использования этилированного бензина.

** Пуск дизелей осуществляется электростартером.

Таблица 1.2

**Удельные выбросы загрязняющих веществ базовыми машинами
в процессе прогрева двигателей ($m_{пр}$) в различные периоды года**

Категория машин	Номинальная мощность дизеля, кВт	Удельные выбросы загрязняющих веществ, г/мин.									
		CO		CH		NO		C		SO	
		Периоды года									
		тепл.	хол.	тепл.	хол.	тепл.	хол.	тепл.	хол.	тепл.	хол.
1	До 20	0,5	1,0	0,06	0,16	0,09	0,14	0,01	0,06	0,018	0,022
2	21...35	0,8	1,6	0,11	0,29	0,17	0,26	0,02	0,12	0,034	0,042
3	36...60	1,4	2,6	0,18	0,47	0,29	0,44	0,04	0,24	0,058	0,072
4	61...100	2,4	4,8	0,30	0,78	0,48	0,72	0,06	0,36	0,097	0,120
5	101...160	3,9	7,8	0,49	1,27	0,78	1,17	0,1	0,6	0,16	0,2
6	161...260	6,3	126	0,79	2,05	127	1,91	0,17	102	0,25	0,31
7	Более 260	9,9	188	124	3,22	2	3	0,26	156	0,26	0,32

Таблица 1.3

**Удельные выбросы загрязняющих веществ
мелиоративными и дорожными машинами
с дизельными двигателями во время движения
от места стоянки до места работы и обратно ($m_{дв}$)
в различные периоды года**

Категория машин	Номинальная мощность дизеля, кВт	Удельные выбросы загрязняющих веществ, г/мин									
		CO		CH		NO ₂		C		SO ₂	
		Периоды года									
		тепл.	хол.	тепл.	хол.	тепл.	хол.	тепл.	хол.	тепл.	хол.
1	До 20	0,24	0,28	0,08	0,1	0,47	0,47	0,05	0,07	0,036	0,044
2	21...35	0,45	0,55	0,15	0,18	0,87	0,87	0,1	0,15	0,068	0,084
3	36...60	0,77	0,94	0,26	0,31	1,49	1,49	0,17	0,25	0,12	0,15
4	61...100	1,29	1,57	0,43	0,51	2,47	2,47	0,27	0,41	0,19	0,23
5	101...160	2,09	2,55	0,71	0,85	4,01	4,01	0,45	0,67	0,31	0,38
6	161...260	3,37	4,11	1,14	1,37	6,47	6,47	0,72	1,08	0,51	0,63
7	Более 260	5,3	6,47	1,79	2,15	10,2	10,16	1,13	1,7	0,88	0,96

Таблица 1.4

**Удельные выбросы загрязняющих веществ при работе дизеля
на холостом ходу ($m_{хх}$)**

Категория машин	Номинальная мощность дизеля, кВт	Удельные выбросы загрязняющих веществ, г/мин				
		CO	CH	NO	C	SO
1	До 20	0,45	0,06	0,09	0,01	0,01
2	21...35	0,84	0,18	0,17	0,02	0,034
3	36...60	1,44	0,18	0,29	0,04	0,058
4	61...100	2,4	0,3	0,48	0,06	0,097
5	101...160	3,91	0,49	0,78	0,10	0,16
6	161...260	6,31	0,79	1,27	0,17	0,25
7	Более 260	9,92	1,24	1,99	0,26	0,39

Таблица 1.5

**Среднее время работы двигателя мелиоративной
и дорожной машины при его прогреве, ($t_{пр}$)**

Температура воздуха, °C	Выше 5 C	+5 °C -5 °C	-5 °C -10 °C	-10 °C -15 °C	-15 °C -20 °C	-20 °C -25 °C	Ниже -25 °C
Время прогрева $t_{пр}$, мин	2	6	12	20	28	36	45

Чтобы уменьшить негативные последствия работы тепловых двигателей, действуют в двух направлениях: с одной стороны, совершенствуют эти двигатели, повышая их КПД и уменьшая выброс вредных веществ, с другой стороны, используют энергосберегающие технологии.

В странах, где эти технологии разрабатываются и применяются, потребление энергии на производство той же самой продукции в несколько раз ниже, чем в странах, которые только сейчас начинают уделять внимание энергосберегающим технологиям.

Таблица 1.6

Значения ПДК для основных загрязняющих веществ

Загрязняющее вещество	Класс опасности	Предельно допустимые концентрации, мг/м ³		
		в рабочей зоне	В населенных местах	
			максимально- разовая	средне- суточная
CO	1	20	5	3
NO	3	30	0,6	0,06
NO ₂	2	2	0,085	0,04
CH	4	5	1,5	0,1
Бензин-растворитель (в пересчете на C)	4	100	5	1,5
C	3	4	0,15	0,05

Оценка степени уплотнения почвы. Опорной поверхностью для технологических машин является почва – сложнейшая биологическая среда, обладающая бесценным свойством – плодородием. Если рассматривать почву как среду, обеспечивающую только реализацию тягового усилия и функцию несущего основания, то последствиями будут переуплотнение почвы, разрушение ее структуры, эрозия, снижение плодородия.

Основу почвы составляет твердая часть различной дисперсности. Промежутки между почвенными частицами (поры) заполнены водой и воздухом, парами воды, находящимися в динамическом равновесии с жидкой частью. От соотношения этих частей зависит плодородие почвы и жизнедеятельность организмов в ней.

В почве наблюдается большое разнообразие микро- и макроагрегатов по формам и размерам, что может быть оценено так называемым структурным составом почвы, который характеризуется коэффициентом структурности:

$$K_{\text{стр}} = \frac{Q_{\text{ср}}}{Q_{\text{м}} + Q_{\text{кр}}} \cdot 100,$$

где $Q_{\text{ср}}$ – количество средних (от 0,25 до 7...10 мм) макроагрегатов; $Q_{\text{м}}$ и $Q_{\text{кр}}$ – количество мелких (< 0,25 мм) и крупных (> 7...10 мм) макроагрегатов.

Установлено, что чем больше $K_{\text{стр}}$, тем лучше структура почвы.

Избыток мелких и крупных макроагрегатов ухудшает условия роста растений. Чем мельче фракция, тем больше возможности для образования корки и тем больше почва склонна к ветровой и водной эрозии. Крупные макроагрегаты размером более 7...10 мм (глыбы, комки) затрудняют появление всходов, понижая при этом полевую всхожесть растений и урожайность. Таким образом, для повышения плодородия почв и устойчивости их против эрозии необходимо увеличение количества средних макроагрегатов в почве, т.е. повышение коэффициента $K_{\text{стр}}$.

Факторы образования микро- и макроагрегатной структуры почвы следующие: биогенные (корневая система растений и различные живые организмы); климатологические (увлажнение и высыхание, смена температур, замораживание и оттаивание почвы и др.); деятельность человека, связанная с обработкой и другими воздействиями на почву.

Вследствие нарушений законов обработки почвы происходит «выпаханность» почвы, заключающаяся в снижении содержания комочков оптимальных размеров и появлении в значительных количествах пылеватых частиц и микроагрегатов. При обработке почвы оптимальной влажности этого явления не наступает.

Наиболее существенно структура почвы связана с ее плотностью, а также поровым пространством, т.е. объемом пор и распределением их по размерам.

Плотность почвы – ее основная и наиболее существенная характеристика, от которой зависит весь комплекс физических условий в почве: водный, воздушный и тепловой режимы, а следовательно, условия биологической деятельности. Поэтому в системе обработки почвы должно быть предусмотрено регулирование ее плотности.

Наивысшей продуктивности растения достигают при оптимальной плотности, имеющей различное значение для разных типов почв и отли-

чающейся от равновесной плотности – плотности естественного сложения (табл. 1.7).

На почвах, легких по гранулометрическому составу, оптимальная плотность больше, чем у суглинистых и глинистых почв.

Таким образом, для поддержания высокого уровня плодородия многих типов почв не следует допускать их переуплотнения, т.е. плотность почвы должна составлять 1,25...1,35 г/см³. Если плотность почвы превышает эти значения, то в составе мелиоративных мероприятий предусматривают рыхление почвы специальными машинами – мелиоративными рыхлителями.

Таблица 1.7

**Оптимальные плотности почв
(по Б. А. Доспехову и А. И. Пупониному)**

Почва и ее гранулометрический состав	Плотность, г/см ³		
	Равновесная	Оптимальная для культур	
		зерновых	пропашных
Дерново-подзолистая: песчаная связная	1,5...1,6	-	1,4...1,5
супесчаная	1,3...1,4	1,2...1,35	1,1...1,45
суглинистая	1,35...1,5	1,1...1,3	1...1,2
Дерново-карбонатная суглинистая	1,4...1,5	1,1...1,25	1...1,2
Дерново-глеевая суглинистая	1,4	1,2...1,4	-
Луговая пойменная суглинистая	1,15...1,2	-	1...1,2
Болотная (степень разложения торфа 35...40%)	0,17...0,18	-	0,23...0,25
Серая лесная тяжелосуглинистая	1,4	1,15...1,25	1...1,2
Чернозем суглинистый	1...1,3	1,2...1,3	1...1,3
Каштановая суглинистая	1,2...1,45	1,1...1,3	1...1,3
Серозем суглинистый	1,5...1,6	-	1,2...1,4

При проектировании машин и оборудования, предназначенных для работы на грунтах и почвах, необходимо руководствоваться принципом: технические средства должны быть экологически совместимы с окружающей средой.

Уплотняющее воздействие машины на почву оценивают комплексным показателем Y :

$$Y = K \cdot b \cdot q_{\max} \cdot \nu \cdot (1 + \chi \cdot \lg N), \quad (1.17)$$

где K – коэффициент, зависящий от размера и формы опорной поверхности движителя; экспериментальными исследованиями определено: для колесного движителя $K = 1,25$; для гусеничного при $L/b < 7$ $K = (0,092 + 0,3, L/b)$; при $L/b > 7$ $K = 2,15$ (L – длина опорной поверхности гусеницы, которую определяют в соответствии с ГОСТ 7057–81, м; b – ширина опорной поверхности движителя, м); $q_{\max}$ – максимальное контактное давление под опорной поверхностью движителя, МПа; χ – коэффициент интенсивности накопления необратимой деформации почвы при повторных нагружениях, $\chi = \lg \beta / (\rho_1 - \rho_0)$ (здесь β – угол наклона линейной функции, $\beta = f(\lg N)$; ρ_1 – плотность почвы после однократного ее нагружения), $0,2 \leq \chi \leq 2,5$, например, для серозема $\chi = 0,41$, а для чернозема $\chi = 1,5$; в ориентировочных расчетах можно принимать $\chi = 1$; $\lg N$ – десятичный логарифм числа проходов N движителя по одному следу.

Используя показатель Y , можно определить плотность почвы, кг/м^3 , в следе движителя $\rho_{\text{сл}}$:

$$\rho_{\text{сл}} = \rho_0 + \alpha Y, \quad (1.18)$$

где ρ_0 – плотность почвы в некоторой контрольной точке, соответствующей середине опорной поверхности движителя по ширине, кг/м^3 ; $\alpha = \rho_0 (1 - \nu^2) / E_0 H$; H – глубина распространения деформации, м; ν – коэффициент бокового расширения; E_0 – модуль общей деформации почвы, МПа.

Показатель Y используют и для оценки экологической совместимости машины с точки зрения уплотняющего воздействия на почву и грунты. Всесторонний анализ зависимости показал, что существует определенный предел уплотняющего воздействия $[Y]$, ниже которого не происходит снижения урожайности сельскохозяйственных культур. При таком допустимом уровне воздействия плотность почвы в следах движителей не превышает оптимальной плотности для конкретных условий, и поэтому плодородие почвы тогда определяется только почвенными и климатическими условиями. Таким образом, функционирует система «движитель – почва» при $Y < [Y]$. $[Y]$ – допускаемое уплотняющее воздействие. Многочисленные эксперименты позволили найти значение допускаемого уплотняющего воздействия, которое примерно равно $[Y] = 75 \text{ кН/м}^2$.

Для конкретной машины Y во многом определяется максимальным контактным давлением $q_{\max}$.

$q_{\max}$, МПа	0,075	0,1	0,125	0,15
Y , кН/м^2	56	75	94	112

При ориентировочных и оценочных расчетах максимальные значения контактного давления можно определять по известным формулам для «полужесткой» и «жесткой» гусениц.

1.5. Проходимость мелиоративных машин и тягово-цепные свойства их движителей

Проходимостью называют способность машины перемещаться по деформирующему грунту при выполнении технологических операций или в процессе перебазирования с одного места работы на другое.

1.5.1. Классификация грунтов и типы ходового оборудования мелиоративных машин

По взаимодействию 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 приводит в результате к образованию неглубокой колеи (супесчаные и суглинистые грунты естественной плотности, насыпные недоуплотненные и др.).

3. Прессующиеся грунты, сильно уплотняющиеся под нагрузкой и образующие значительную по глубине колею (слежавшийся и свежоотсыпанный 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, неосушенные торфяные, сухие песчаные).

Особыми свойствами отличаются грунты с густым переплетением корней растительности (дерновый покров), которые обладают значительной сопротивляемостью вертикальным и горизонтальным нагрузкам, зависящей в значительной степени от подстилающих грунтов. Толщина дернового покрова обычно не превышает 20...25 см.

На грунтах 1-й и 2-й, а также 3-й групп работает большинство мелиоративных машин зоны 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 применяют также машины с колесным ходовым оборудованием на пневматических шинах. Это оборудование дешевле по сравнению с гусеничным и обеспечивает при правильном выборе параметров шин достаточную для нормальной проходимости опорную поверхность, среднего уровня сцепные качества и повышенные скорости движения. Однако пневмашины часто переуплотняют грунты.

Проходимость машин на пневмошинах, а также на гусеничном ходу по грунтам первых двух групп изучается в учебных курсах «Автомобили и тракторы», «Транспортные и базовые машины, применяемые в водном хозяйстве», «Конструкции, расчет и потребительские свойства транспортных и базовых машин».

Ходовое оборудование с жесткими (металлическими) колесами практически не применяется.

Гусеничное ходовое оборудование используют для машин, работающих на всех грунтах при больших тяговых сопротивлениях. Большинство машин, предназначенных для работы на грунтах 4-й группы, должны иметь гусеничное ходовое оборудование. Для мелиоративных машин, используемых на этих грунтах, иногда применяют ходовое оборудование в виде плоских стальных лыж.

1.5.1. Тягово-сцепные свойства гусеничных движителей на грунтах со слабой несущей способностью

Проходимость машин определяется тягово-сцепными свойствами их движителей, которые наиболее полно можно оценить с помощью коэффициентов сцепления $k_{\text{сц}}$ с грунтом, сопротивления перемещению f_m и буксования k_b . Эти показатели зависят от физико-механических свойств и состояния грунта, среднего и максимального давлений машины на грунт, характера распределения давлений по опорной поверхности движителя, типа и конструкции движителя, скорости движения, дорожного просвета и др.

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 стояния грунтовых вод; значительными деформациями при малых нагрузках (низкой несущей способностью); 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 степени такими свойствами обладают и переувлажненные минеральные грунты с меньшей влажностью, чем неосушенный торф.

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 значительной осадке,

т.е. глубине колеи. С увеличением 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 его вспучиванию препятствует более прочный слой дернины.

С уменьшением толщины дернового слоя несущая способность, т.е. максимальное сопротивление грунта (определяемое вдавливанием штампа), быстро падает (рис. 1.4 а). Дерновый слой, как показали опыты, имеет в 3...10 раз большее сопротивление разрыву, чем нижележащие слои торфяного грунта (рис. 1.4 б), и в 3...5 раз большее, чем минеральные грунты. При увеличении влажности (рис. 1.4 б) сопротивление дернины разрыву уменьшается, но относительно медленнее, чем нижележащего торфа.

При определенной осадке под давлением торфа снизу дернина разрывается и часть торфа вытесняется на поверхность. Глубина колеи увеличивается тем больше, чем больше повреждена дернина. С увеличением глубины колеи увеличивается и сопротивление движению машины f_m (рис. 1.4 в). При этом касательная сила тяги, приложенная к грунтозацепам гусеницы, вызывает растяжение, сжатие и сдвиг дернины.

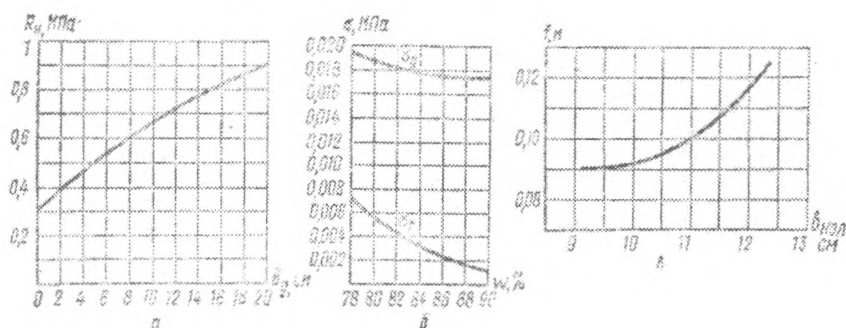


Рис. 1.4. Зависимость:

а — несущей способности R_n болотно-торфяного грунта от толщины дернового слоя δ ; б — сопротивления разрыву дернины σ_d и торфа σ_t от их влажности; в — коэффициента сопротивления движению f_m от глубины колеи $h_{кол}$

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 его 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.

Влияние среднего давления. С увеличением среднего давления $p_{\text{ср}}$ увеличивается погружение машины, т. е. возрастает глубина колеи $h_{\text{кол}}$. При этом увеличивается работа по смятию грунта. При определенном значении величины колеи коэффициент сопротивления движению f_m резко возрастает (рис. 1.4 в) из-за забивания ходового аппарата грунтом при его погружении. Возрастание $p_{\text{ср}}$ особенно быстро увеличивает f_m при движении по неосушенному торфу, а также осушенному без дернины.

Наличие дернины уменьшает f_m , особенно на неосушенном болоте. С увеличением f_m соответственно возрастет и сопротивление движению. На минеральных грунтах f_m значительно меньше, чем на торфяных, и повышается с увеличением $p_{\text{ср}}$ менее интенсивно. Это объясняется большим сопротивлением грунта сжатию и выдавливанию из нагруженной зоны и соответственно меньшей глубиной колеи.

При определенном значении R_1 снижение $P_{\text{ср}}$ для увеличения проходимости на слабых грунтах достигается проще всего увеличением линейных размеров гусениц ширины b_2 и длины L_2 . Увеличение длины и ширины опорной поверхности гусеницы по-разному влияет на глубину колеи и сопротивление движению на разных грунтах. При одинаковой опорной площади $S_0 = b_2 L_2$ 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_2/b_2 . Для болотных тракторов $L_2/b_2 = 3 \dots 4$, для экскаваторов с уширенными гусеницами $L_2/b_2 = 2,0 \dots 2,2$. При движении по грунтам 3-й группы, когда грунт в стороны почти не вытесняется, преимущество имеют удлиненные гусеницы с большим отношением L_2/b_2 . Для тракторов, предназначенных для движения по грунтам 1...3-й групп, $L_2/b_2 = 4,5 \dots 5,0$.

Среднее давление является приближенным показателем для оценки проходимости машины по грунтам 4-й группы, так как при определении расчетного значения $p_{\text{ср}}$ не принимают во внимание распределение давлений вдоль опорной поверхности, максимальные давления под наиболее нагруженными опорными катками, дифферент машины, тип движителя. Поэтому, даже если $p_{\text{ср}}$ выбрано в допустимых пределах, оценка проходимости без учета указанных факторов может быть ошибочной.

Влияние максимального давления и характера распределения давления по опорной поверхности. При определенном значении среднего давления $p_{\text{ср}}$ распределение давлений вдоль опорной поверхности и максимальные давления p_{max} будут зависеть главным образом от положения центра давления. Смещение центра давления базовой машины от середины опорной поверхности изменяет эпюру опорных давлений и максимальное давление.

Для количественной оценки неравномерности распределения нагрузок вдоль опорной поверхности, т.е. по опорным каткам базовой машины (трактора), можно воспользоваться коэффициентом неравномерности

$$K_n = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_{ip} - Q_{cp})^2}{Q_{cp}^2}, \quad (1.19)$$

где Q_{cp} – средняя нагрузка на опорном катке, кН; $Q_{cp} = Q_i/n$; Q_i – нагрузка на i -м опорном катке, кН; n – число опорных катков на одной гусенице.

При движении по пластичным грунтам 4-й группы, особенно болотно-торфяным, смещение центра давления существенно влияет на проходимость, так как чрезмерное возрастание p_{max} может вызвать 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.

В реальных условиях эксплуатации мелиоративных машин их рабочие нагрузки изменяются в очень широких пределах, что вызывает значительные колебания степени неравномерности давления под опорной поверхностью движителя и положения центра давления. В связи с этим самым лучшим вариантом была бы возможность регулирования (направленного изменения) положения центра давления путем перемещения центра тяжести базовой машины (трактора) в зависимости от нагрузки. На практике такой подход можно реализовать на основе известного утверждения о том, что центр тяжести трактора должен быть расположен так, чтобы при наиболее распространенных режимах работы центр давления находился примерно посередине опорной поверхности движителя.

Существует точка зрения, что наилучшие тяговые свойства гусеничный трактор будет иметь при некотором смещении центра давления вперед от середины опорной поверхности гусениц.

Для сохранения оптимального положения центра давления в конструкции базовой машины должен быть предусмотрен передвигаемый блок-противовес (рис. 1.5), в который входит кабина 2 с органами управления, двигатель, муфта сцепления, коробка перемены передач и другие узлы, смонтированные на передвижной раме 1. Последняя может бесступенчато передвигаться и фиксироваться в нужном положении на основной раме 3. Мощность от двигателя, установленного на блок-противовесе, к главной передаче передается несколькими карданно-телескопическими валами 6. Передвижением блок-противовеса меняется положение центра тяжести трактора для сохранения оптимального смещения центра давления при замене рабочего органа или условий работы.

Этот способ сохранения рациональной эпюры давлений – наиболее перспективный в области повышения проходимости, и он нашел вопло-

щение в конструкции мелиоративного трактора и унифицированного мелиоративного шасси для работы преимущественно с навесными машинами и оборудованием.

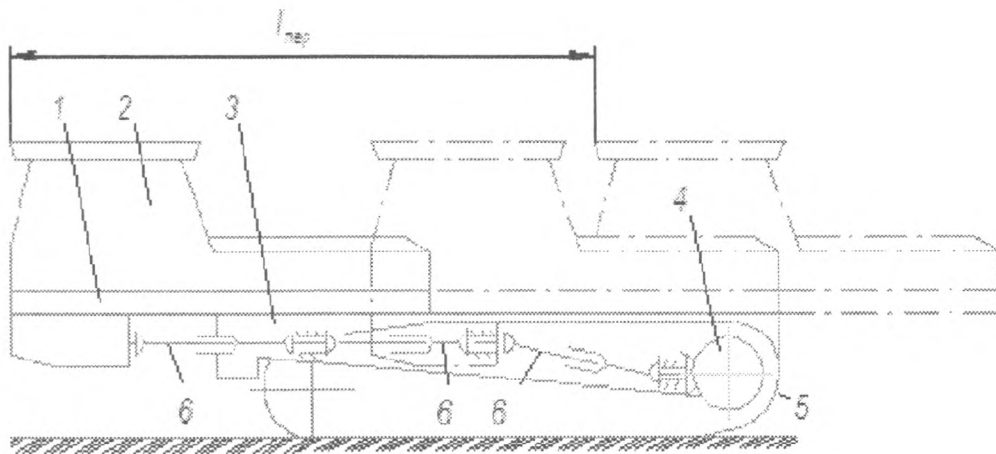


Рис. 1.5. Схема мелиоративного трактора с передвигаемым блок-противовесом:

1 – рама блок-противовеса; 2 – кабина; 3 – основная рама; 4 – главная передача и бортовые фрикционы; 5 – гусеничный ход; 6 – карданно-телескопические валы

При выравнивании эпюры давлений не следует стремиться, чтобы она 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.

Влияние дифферента машины. Дифферентом называют угол наклона опорной поверхности машины к горизонту. При движении машины по слабым грунтам грунт вдоль опорной поверхности разрушается, и его несущая способность спереди обычно 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 максимальные давления отмечают в транспортном положении при положительном дифференте 1...50 для эластичной и 1...15 для жесткой гусеницы и соответственно под нагрузкой 0...40 и 0...33. Этим значениям оптимального дифферента соответствуют оптимальные смещения центра давления X_d .

Влияние типа движителя. Реальная эпюра давлений не очерчивается прямой линией (рис. 1.6), а показывает пики нагрузок под опорными катками. Это значительно ухудшает проходимость по пластичным грунтам 4-й группы, так как 60...70% общего сопротивления движению свя-

зано с деформацией грунта под всей опорной поверхностью. Пики давлений под катками у жесткой гусеницы довольно равномерны и значительно меньше (рис. 1.6 а), чем у эластичной гусеницы, где пики давлений под катками особенно резко выражены (рис. 1.6 б). Таким образом, опорная поверхность жесткой гусеницы используется более полно. Глубина колеи у эластичной гусеницы в 1,3...1,45 раза, работа деформации пластичного грунта на 30...40% и дифферент на 1...2% больше, чем у жесткой, при одинаковых положениях центра давления. При одинаковых условиях нагрузка на грунт от жесткой гусеницы может быть на 10...20% выше и проходимость на 30...40% лучше, чем при эластичной.

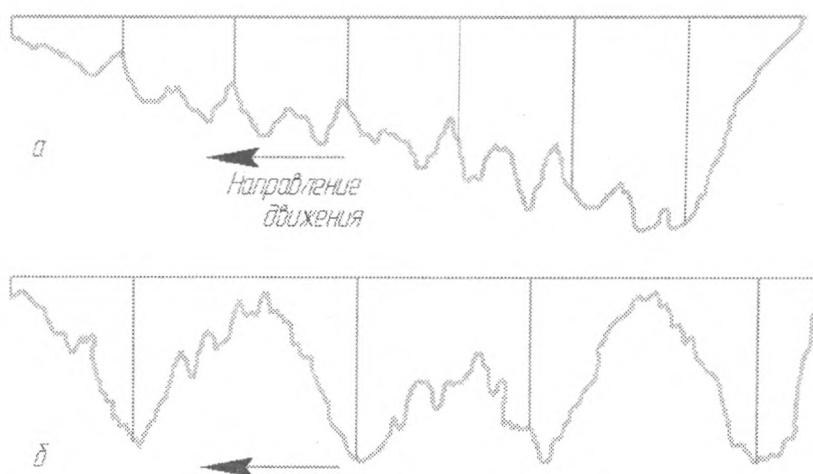


Рис. 1.6. Эпюры давлений под жесткой (а) и эластичной (б) гусеницами на слабых грунтах

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 $t_{эв}$ должно быть в пределах $L_k/t_{эв} = 1,7...2$, 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 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 большему 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.

Показатели тягово-сцепных свойств гусеничных тракторов как базовых машин для агрегатирования с мелиоративной техникой в зависимости от неравномерности распределения нагрузок по опорным каткам и от физико-механических почвогрунтов ориентировочно можно оценить интегральным показателем $C_{уд}$ (числом ударов ударника ДОРНИИ), используя формулу:

$$P_{тсс} = P_{тсс}^0 + m_i \cdot K_n, \quad (1.20)$$

где $P_{тсс}$ – значение показателя тягово-сцепных свойств трактора ($K_{сц}$, f_m , K_δ) при неравномерном распределении нагрузок по опорным каткам, т.е. при коэффициенте неравномерности распределения давления, при $K_n \geq 0$; $P_{тсс}^0$ – значение того же показателя при равномерном распределении нагрузок по опорным каткам, т.е. при $K_n = 0$; m_i – коэффициент пропорциональности, зависящий от почвенных (грунтовых) условий. Для средних значений влажности почвенных (грунтовых) фонов, приведенных в ГОСТ 7057–81, получены следующие значения этого коэффициента: для коэффициента сцепления $m_{сц} = -(0,25-0,015 C_{уд})$; для коэффициента сопротивления перемещению машины $m_i = 0,07-0,0045 C_{уд}$; для коэффициента буксования $m_\delta = (0,5-0,002 C_{уд})$.

При вычислении K_n по формуле (1.19) необходимо знать Q_{i_1} , которые не всегда просто определить, поэтому возможно вычисление K_n по простому выражению $K_n = 72 e^2$, где e – величина относительного смещения центра давления от середины опорной поверхности гусеницы в продольном направлении, $e = X_d/L_{г-}$. Для практических расчетов при значениях $e < 0,1$ рекомендуется использовать формулу (1.20).

Влияние скорости движения. Изменение скорости движения от 100 до 500 м/ч несущественно влияет на проходимость машин по слабым грунтам, но с увеличением скорости, особенно более 2...3 км/ч, уменьшается глубина колеи, коэффициент буксования (на 6...15%) и сопротивление движению, т.е. проходимость возрастает. Это объясняет увеличением сопротивления грунта вертикальным и горизонтальным нагрузкам вследствие накопления энергии в грунте при быстром возрастании нагрузки, превышающем скорость релаксации – рассеивания энергии. В результате возрастают коэффициент сцепления гусениц с грунтом $k_{сц}$ и касательная сила тяги по сцеплению $F_{тссц}$. Если внешняя нагрузка допускает повышенную скорость, то переход на высшую передачу увеличивает проходимость машины по слабым грунтам и ее маневренность.

Влияние дорожного просвета (клиренса). Он должен быть не меньше $h_{min} = 1,1 h_{max}$ (h_{max} – максимальная высота неровностей). Обычно $h_{min} = 400...500$ 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 $h_{\min}$ желательно иметь спереди или в средней части машины, сзади $h_{\max} = h_{\min} + h_{\text{кол}}$ ($h_{\text{кол}}$ – глубина колеи под задними звеньями 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.

Маневренность машин. Она характеризуется минимальным радиусом поворота. При глубокой колее, образующейся в болотно-торфяном грунте, в момент торможения одной из гусениц небольшой коэффициент сцепления вызывает сильное буксование забегающей гусеницы, что заставляет растормаживать другую гусеницу, увеличивая радиус поворота. Кроме того, в результате буксования машина наклоняется в сторону забегающей гусеницы, что вызывает самопроизвольный поворот в другую сторону при расторможении отстающей гусеницы. Снижение давления и повышение коэффициента сцепления улучшают маневренность машин. С увеличением радиуса поворота дерновый покров повреждается меньше.

1.6. Автоматизация мелиоративных машин

Одно из важнейших направлений современного научно-технического прогресса – широкая автоматизация и механизация производственных процессов, что дает возможность резко повысить производительность труда и качество выполняемых работ.

Надежное функционирование современных мелиоративных систем возможно при высоком качестве работ, которое должно обеспечиваться выполнением технологических процессов специальными машинами, имеющими соответствующие системы автоматического управления.

Вместе с тем точное соблюдение агромелиоративных требований при работе машин – не единственное условие успешности их работы. Будучи частью единой, динамической системы «техническое средство – технологический процесс», мелиоративная машина должна способствовать наиболее полному использованию двигателя по мощности, иметь высокую надежность, обеспечивать хорошие условия работы машинистов и т. д.

1.6.1. Общие сведения о системах автоматического управления

Под **управлением** применительно к технологическим процессам и технологическим системам (машинам) понимают воздействие на какой-то объект (это может быть гидромелиоративная система, завод, насосная станция, цех, система мелиоративных и строительных машин, отдельная машина и т. д.), обеспечивающее достижение заданных целей.

Любой процесс управления в каждый момент времени характеризуется одним или несколькими показателями, которые отражают физическое состояние управляемого объекта (давление, скорость, усилие, мощность, расход, температура, влажность и т. д.).

Эти показатели в процессе управления должны изменяться по какому-либо закону или оставаться неизменными при изменении внешних условий и режимов работы управляющего устройства. Такие показатели называют параметрами управляемого процесса.

Автоматическим называют такое управление, которое осуществляется специальным устройством (или комплексом устройств) без непосредственного участия человека. Если управляющее воздействие вырабатывается при участии человека, то такое управление принято считать **полуавтоматическим**, а соответствующие системы – автоматизированными системами управления.

Системой автоматического управления (регулирования) называют совокупность управляемого объекта и управляющего устройства, взаимодействие которых обеспечивает выполнение объектом его функций в соответствии с заданным законом (алгоритмом).

Место автоматической системы или устройства, к которому приложено воздействие, называют **входом**, а то место, в котором наблюдается эффект, вызванный рассматриваемым воздействием, – **выходом**. Соответственно и воздействия разделяют на **входные** и **выходные**.

В системе автоматического управления (регулирования) различают прямую и обратную связи. **Прямая связь** – воздействие каждого предыдущего элемента на последующий. **Обратная связь** – воздействие одного из последующих элементов системы на предыдущий.

Автоматика – это отрасль науки и техники, занимающаяся разработкой принципов и методов построения автоматических систем и образующих их технических средств.

Элементом автоматике называют часть устройства автоматической системы, в которой происходят качественные или количественные преобразования физической величины.

Автоматизация – процесс, при котором функции управления и контроля осуществляются методами и средствами автоматике.

Принципы автоматизации. В основу действия систем автоматического управления (САУ) положен ряд принципов, которые определяются в зависимости от того, каким образом и на основе какой информации в системе формируется управляющее воздействие.

Исходя из аналогии процессов управления в неавтоматической и автоматической системах, система управления, в простейшем случае, представляет собой объект и оператора, воздействующего на этот объект таким образом, чтобы достичь поставленной цели. При всем многообразии целей – это стабилизация или изменение по определенному закону выходного параметра объекта. Можно выделить минимально необходимый набор

функций, который должен реализовать оператор для успешного достижения цели:

- измерение текущего состояния объекта путем количественной оценки ряда его параметров;

- сравнение текущих значений параметров с заданными;

- оценка значения и знак рассогласования – ошибки между текущими и заданными значениями параметров;

- выработка управляющего воздействия на объект таким образом, чтобы свести расхождение между значениями текущих и заданных параметров к нулю.

Автоматическая система предполагает выполнение перечисленных функций управления техническими устройствами.

Из приведенного анализа процесса следует, что в его организации большое значение имеет получение информации о результатах управления, т.е. управляющее воздействие зависит от поведения объекта управления. Получается замкнутый круг: причина, вызывающая изменение состояния объекта управления, ставится в зависимость от того, какой результат она вызывает. Такую связь причины и следствия называют *обратной связью*. Кроме того, следует отметить и еще одно обстоятельство: без причины нет отклонения состояния объекта от заданного, и как следствие отсутствует управляющее воздействие.

Принцип управления с использованием информации о его результатах называют принципом обратной связи, а само управление – управлением по отклонению. Принцип обратной связи лежит в основе подавляющего большинства процессов управления. Основное преимущество САУ, основанных на использовании этого принципа, – автоматическая ликвидация недопустимых отклонений регулируемой величины независимо от того, какое возмущающее воздействие послужило причиной отклонения.

Однако уже сам рассматриваемый принцип предполагает запаздывание действия САУ по отношению к возмущениям, вызвавшим отклонение выходного параметра, так как управляющее воздействие осуществляется после определенного накопления отклонения регулируемой величины.

Таким образом, САУ по отклонению реагирует не на причину отклонения, а на следствие, т.е. на уже произошедшее отклонение.

Этого недостатка лишены САУ, использующие *принцип управления по возмущению*, заключающийся в том, что управляющее воздействие в системе вырабатывается в зависимости от результатов измерения возмущения, действующего на объект. Системы, построенные по этому принципу, не имеют обратной связи и работают по разомкнутой цепи.

В современных автоматических системах принцип управления по возмущению используют довольно широко, поскольку это позволяет существенно уменьшить погрешности, вызываемые возмущающими воздействиями. Его основное достоинство – высокое быстродействие, обусловленное тем, что система реагирует непосредственно на причину, а не на следствие.

Вместе с тем такие системы имеют существенные недостатки. Во-первых, при возникновении каких-либо неучтенных заранее возмущающих воздействий САУ не будет их обрабатывать. Во-вторых, возможные отклонения регулируемой величины, возникающие из-за неизбежных неточностей в работе регулятора, постепенно накапливаются во времени.

Принцип комбинированного управления, используемый при создании автоматических систем высокой точности, сочетает в себе преимущества обоих ранее рассмотренных и свободен от их недостатков.

Принцип адаптации (приспособления) значительно более сложен, чем изложенные ранее, не имеет строго определенного закона регулирования, а изменяет его в процессе управления.

В зависимости от вида внешних воздействий САУ разделяют на две группы. Чаще всего все внешние воздействия можно считать детерминированными, т. е. определенными функциями времени.

Если хотя бы одно внешнее воздействие представляет собой случайную функцию времени, то регулируемая величина также является случайной функцией.

Схемы автоматики. Схема – основной документ, поясняющий принцип работы и взаимодействия различных элементов, устройств или систем автоматики в целом. По схеме монтируют, налаживают и эксплуатируют автоматические устройства. Схема – основа для оценки работоспособности САУ.

Схемы автоматики разделяют на принципиальные (технологические), функциональные, структурные, электрические схемы соединений и подключения (монтажные).

Принципиальные (технологические) схемы дают возможность понять принцип действия САУ совместно с машиной при выполнении технологического процесса. Это упрощенная конструктивная схема машины или устройства с условно изображенными на ней элементами автоматики.

Рассмотрим, в качестве примера, САУ рабочим органом дреноукладочной машины по высоте, имеющей целью отрывать траншею с заданным продольным уклоном ее дна. На рабочем органе 3 машины 4 установлен датчик 2, который воспринимает луч, вырабатываемый лазером 1. Этот луч служит копиром. Отклонение рабочего органа от проектной отметки (рис. 1.7 а) преобразуется в сигнал рассогласования, который и обрабатывается системой.

Функциональные схемы отражают взаимодействие элементов автоматики в процессе их работы. Графически отдельные устройства автоматики изображают прямоугольниками, а существующие между ними связи – линиями со стрелками, соответствующими направлению прохождения сигнала. Внутреннее содержание каждого не конкретизируется. Функциональное назначение блока зашифровывается буквенными символами. Так, функциональная схема САУ с продольным уклоном показана на рисунке 1.7 б. На схеме рабочий орган является объектом управления (ОУ), датчик

(Д) уклона (фотоприемник) – воспринимающий орган (ВО), блок выработки команд – сравнивающий (СО) и усилительный (УО) органы, электрогидрораспределитель – исполнительный орган (ИО), гидравлический силовой цилиндр – регулирующий орган (РО). Лазерный излучатель, задающий копирующую линию (задатчик), обозначают как (ЗД). Сравнивающий орган принято обозначать не прямоугольником, а кружком с секторами. Название каждого элемента в сокращенной форме записывают в прямоугольник или рядом с ними.

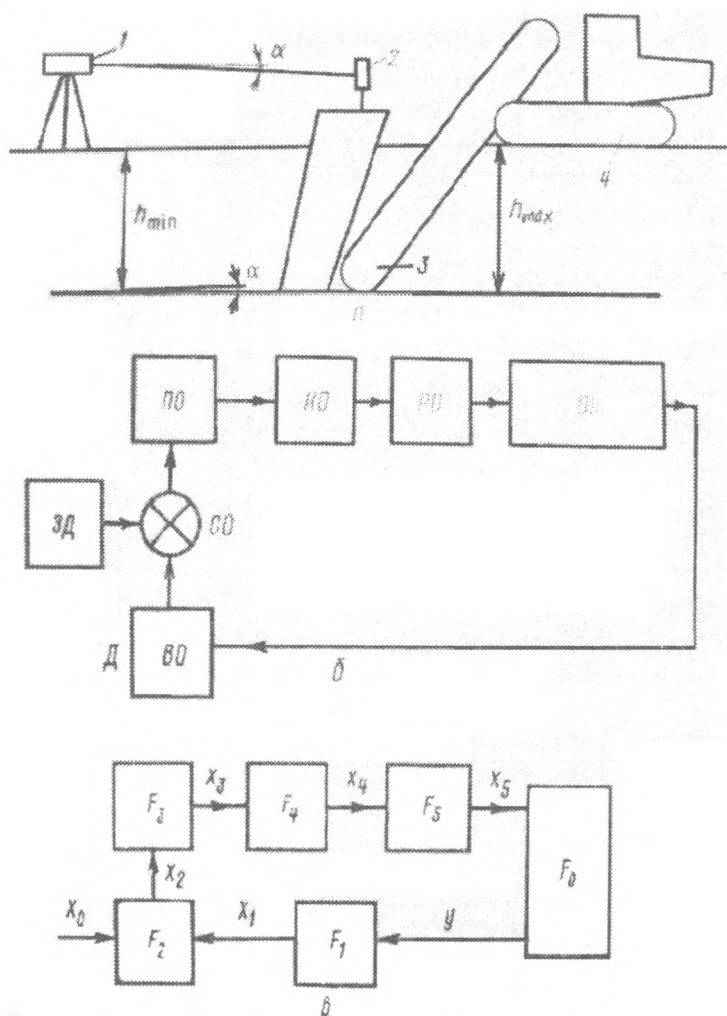


Рис. 1.7. Система автоматического управления землеройным рабочим органом дренаукладочной машины, отрывающей траншею с заданным продольным уклоном ее дна:

а – принципиальная (технологическая); б – функциональная; в – структурная;
 1 – лазерный излучатель; 2 – фотоприемник; 3 – землеройный рабочий орган;
 4 – базовая машина

Структурные схемы показывают взаимосвязь составных частей автоматической системы и характеризуют их динамические свойства. Эти схемы разрабатывают на основе принципиальных и функциональных, и они наиболее удобны для анализа их работоспособности. На схеме отображают лишь математическую модель процесса.

Разделение САУ на элементарные звенья направленного действия выполняют в зависимости от вида математического уравнения, связывающего выходную величину с входной каждого звена. Внутри звена (прямоугольника) указывают математическую зависимость F_i между выходной и входной величинами звена, а связи между звеньями показывают в виде стрелок, указывающих направление и точки приложения воздействий.

Структурная схема САУ продольным уклоном дреноукладчика типа ЭТЦ-2011 показана на рисунке 1.7 в. Регулируемая величина обозначена символом y , а воздействующая на управляемый объект – символом x_5 . Промежуточные значения воздействующих величин одного элемента системы на другой обозначены x_1, x_2, x_3, x_4 , задающая – x_0 . Символом F обозначены функции, устанавливающие зависимость выходных функций от входных:

$$y = F_0(x_5); \quad x_1 = F_1(y); \quad x_2 = F_2(x_0, x_1) \quad \text{и т. д.}$$

Между функциональной и структурной схемами есть определенная общность: та и другая отображают процесс преобразования и передачи сигналов в системе управления. Однако есть и четкое различие. Функциональная схема характеризует систему по составным частям, рассматриваемым по их функциональному назначению, а структурная схема содержит математическое описание динамических свойств элементарных звеньев, по которым определяются динамические свойства всей системы.

1.6.2. Элементы теории автоматического управления

Теория автоматического управления – наука, которая изучает процессы управления и основы проектирования автоматических систем в любой области техники.

Под процессом в САУ понимают изменение во времени состояния ее элементов или всей системы в целом. Различают два режима работы автоматических систем: статический и динамический. Система из одного установившегося состояния в другое происходит в результате переходного процесса. Поведение ее в указанных режимах описывается статическими и динамическими характеристиками.

Как правило, процесс управления связывают с изменением регулируемого параметра. Если основная задача управления системой выполняется, то переходный процесс очень быстро заканчивается при любом возмущающем воздействии.

Вид изменения самого отклонения во времени зависит от конкретных свойств системы и может изменяться от апериодического до колебательного. Знать заранее характер изменения ошибки или самого управляемого параметра во времени необходимо для оценки работоспособности САУ.

С этой целью составляют математическую модель САУ и исследуют ее на предмет соответствия проекту, требованиям, предъявляемым к системе.

В процессе работы всякая динамическая система (любая САУ относится к такой) осуществляет некоторое преобразование функций. Получая на входе определенную функцию, она вырабатывает на выходе другую. С математической точки зрения, соответствие между функциями на входе и выходе системы – оператор. Он может быть задан в различных формах. В частности, оператор системы полностью определяется уравнениями, описывающими работу всех ее элементов.

Уравнение движения системы (звена) – это зависимость между входной и выходной величинами, выраженная математически в общем виде.

Характеристика звена – зависимость между входной и выходной величинами при определенном стандартном виде входного воздействия. Эта характеристика довольно просто может быть получена при наличии уравнения движения звена.

Для составления уравнений движения системы автоматического управления (регулирования) ее разделяют на отдельные звенья.

Звено системы может быть техническим устройством любой физической конструкции и назначения. Поэтому составление уравнений динамики каждого конкретного звена системы – предмет соответствующей конкретной области технических наук, к которым и следует обращаться при необходимости.

Допустим, что в результате составления уравнения динамики какого-нибудь конкретного звена получается следующее линейное дифференциальное уравнение второго порядка:

$$a_0 \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + a_1 \cdot \frac{dy}{dt} + a_2 \cdot y = b_0 \cdot \frac{dx}{dt} + b_1 \cdot x. \quad (1.21)$$

В теории автоматического управления (регулирования) принято приводить уравнение звена к стандартному виду в символической записи

$$(T_2^2 \cdot p^2 + T_1 \cdot p + 1) \cdot y = k_1 \cdot (\tau_1 \cdot p + 1) \cdot x, \quad (1.22)$$

где T_1 ; T_2 ; τ_1 – постоянные времени, с; $T_1 = a_1/a_2$; $T_2^2 = a_0/a_2$; $\tau_1 = b_0/b_1$. Переменная $p = d/dt$ означает операцию дифференцирования; k_1 – коэффициент усиления звена; $k_1 = b_1/a_2$.

В установившемся режиме получим из выражения (1.22) уравнение статики этого звена $y = k_1 \cdot x$.

Одной из самых информативных характеристик любого звена или системы является передаточная функция. Передаточную функцию определяют на базе преобразования исходного уравнения по Лапласу:

$$Y(s) = L\{y(t)\} = \int_0^{\infty} y(t) \cdot e^{-s \cdot t} dt; \quad X(s) = L\{x(t)\} \quad (1.23)$$

Применив это преобразование к уравнению (1.22), получим при нулевых начальных условиях

$$Y(s)/X(s) = k_1 \cdot (\tau_1 \cdot s + 1) / (T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1) = \Pi(s), \quad (1.24)$$

где $Y(s)$, $X(s)$ – изображения по Лапласу соответственно выходной и входной функций; $\Pi(s)$ – передаточная функция звена.

Таким образом, передаточной функцией называют отношение изображений по Лапласу выходной и входной функций. Информация о динамических свойствах звена, в большой степени, заключается в реакции на периодическое синусоидальное воздействие $A_1 \cdot e^{i\omega t}$.

Для звена с уравнением (1.22) имеем

$$[T_2^2 \cdot (i \cdot \omega)^2 + T_1 \cdot (i \cdot \omega) + 1] \cdot A_2 \cdot e^{i(\omega t + \phi)} = k_1 \cdot [\tau_1 \cdot (i \cdot \omega) + 1] \cdot A_1 \cdot e^{i\omega t}, \text{ откуда}$$

$$\frac{k_1 \cdot [\tau_1 \cdot (i \cdot \omega) + 1]}{T_2^2 \cdot (i \cdot \omega)^2 + T_1 \cdot (i \cdot \omega) + 1} = \frac{A_2 \cdot e^{i(\omega t + \phi)}}{A_1 \cdot e^{i\omega t}} = W(i \cdot \omega), \quad (1.25)$$

где ω – круговая частота, с^{-1} ; ϕ – сдвиг по фазе, рад; e – основание натурального логарифма, $e = 2,72$; A_1 – амплитуда входного воздействия; A_2 – амплитуда реакции звена; $W(i \cdot \omega)$ – частотная характеристика звена.

Выражение (1.25) представляет собой функцию комплексного переменного, модуль которого называется амплитудно-частотной (АЧХ), а аргумент – фазо-частотной (ФЧХ) характеристиками звена.

На практике для решения всех математических вопросов, возникающих в приложениях, стремятся представить систему управления в виде сочетания элементарных линейных звеньев. Элементарным динамическим звеном САУ является такое, математическая модель которого не может быть упрощена.

Основные типы звеньев делят на три группы: позиционные, дифференцирующие и интегрирующие. Знать характеристики типовых звеньев столь же необходимо для расчетов систем управления, как таблицы умножения в арифметике.

Идеальное усилительное (безынерционное) звено. Передаточную функцию звена можно записать как $\Pi(s) = k_1$.

Для дифференцирующего звена передаточная функция имеет вид $\Pi(s) = k_1 \cdot s \cdot N(s)/M(s)$, или $\Pi(s) = k_1 \cdot s^2 \cdot N(s)/M(s)$. Для идеального дифференцирующего звена имеем $\Pi(s) = k_1 \cdot s$.

Для **интегрирующего звена** передаточная функция имеет соответственно вид $\Pi(s) = k_1 \cdot N(s)/s \cdot M(s)$, или $\Pi(s) = k_1 \cdot N(s)/s^2 \cdot M(s)$. Здесь многочлены $N(s)$ и $M(s)$ имеют свободные члены (равные единице). Для идеального интегрирующего звена имеем $\Pi(s) = k_1/s$.

Апериодическое (инерционное) звено имеет следующую передаточную функцию: $\Pi(s) = k_1/(T_1 \cdot s + 1)$.

Колебательное звено имеет передаточную функцию, представленную выражением $\Pi(s) = k_1/(T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1)$, причем предполагается, что $T_1 \ll 2 \cdot T_2$, поэтому корни характеристического уравнения – комплексные.

У **запаздывающего звена** выходная функция, оставаясь по амплитуде равной входной, сдвинута относительно нее на время τ , т. е. $y(t) = x(t - \tau)$. Передаточная функция $\Pi(s) = e^{-s \cdot \tau}$.

Передаточные функции разомкнутой цепи звеньев. Системы автоматического управления, как правило, – замкнутые. Но при их проектировании часто удобно использовать разомкнутую цепь звеньев, которую потом замыкают.

Для **последовательно** соединенных звеньев передаточная функция разомкнутой цепи равна **произведению** передаточных функций этих звеньев. Для **параллельно** соединенных – передаточная функция цепи равна **сумме** передаточных функций звеньев.

Цепь с местной обратной связью. Передаточная функция разомкнутой цепи с местной отрицательной обратной связью равна произведению передаточных функций всех звеньев прямой связи, деленному на единицу плюс произведение передаточной функции обратной связи на передаточную функцию охватываемого ею звена.

Передаточная функция динамической системы (машины) при наличии системы автоматического управления. Пусть имеются внешние воздействия: $g(t)$ – задающее и $f(t)$ – возмущающее.

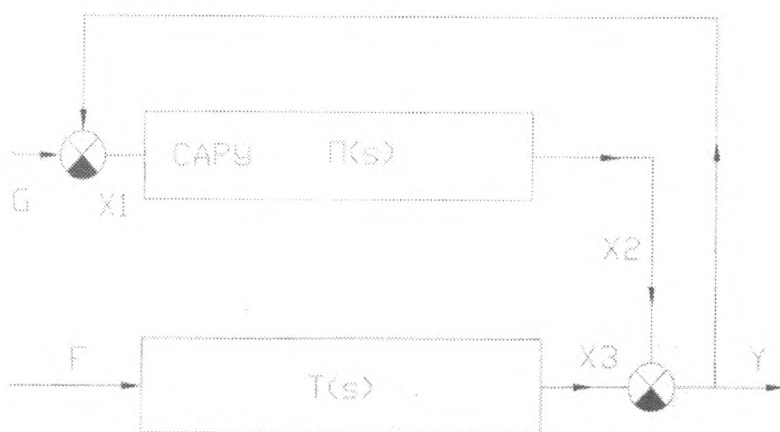


Рис. 1.8. Схема к определению передаточной функции дреноукладчика с учетом воздействия системы автоматического управления землеройным рабочим органом по высоте

Возмущающее воздействие $f(t)$ может быть приложено в любом месте структурной схемы динамической системы, при этом всегда можно выделить ту часть схемы, через которую проходят сигналы от $f(t)$ на выход. Это показано на рисунке 1.8 в виде передаточной функции управляемой динамической системы $T(s)$. Функции $g(t)$ и $f(t)$ представлены на рисунке 1.8 в изображениях по Лапласу G и F соответственно. Общая схема включает в себя передаточную функцию $\Pi(s)$. На выходе имеем условно $Y = X_2 + X_3$.

Основные соотношения в изображениях по Лапласу

$$X_1 = G + Y, \quad Y = X_1 \cdot \Pi(s) + F \cdot T(s). \quad (1.26)$$

Передаточная функция всей динамической системы по возмущающему воздействию $f(t)$ (при $g(t) = 0$) будет иметь вид

$$\Pi_F(s) = T(s) / [1 + \Pi(s)]. \quad (1.27)$$

Таким образом, используя аппарат передаточных функций для отдельных звеньев, можно получить характеристики системы практически любой сложности. С учетом возможностей ЭВМ и прикладных программных средств становится доступным анализ поведения средств механизации с системами автоматического управления в различных условиях эксплуатации.

1.6.3. Основные направления автоматизации мелиоративных машин

Автоматизация управления рабочими процессами мелиоративных машин ведется по двум основным направлениям. Первое – автоматическое управление рабочими органами в пространстве для повышения качества выполнения операций (высотного положения рабочего органа для получения заданного продольного уклона и необходимой выравненности поверхности сельскохозяйственного поля и в некоторых случаях поперечного наклона выполняемого сооружения). Второе – автоматическое управление агрегатами машин, параметры которых влияют на количественную сторону рабочего процесса, обеспечивая наиболее эффективное использование машины (оптимизация работы двигателя, режима работы машины по тяговому усилию, буксованию, режиму процесса копания, заполнению ковша или отвала и т. д.). Небольшое ответвление первого направления можно назвать автоматическим управлением движения машины для выдерживания требуемой траектории.

Устройство каналов и дрен с заданным уклоном. Каналы и дренажные траншеи или щели всех видов должны иметь ровное дно или прямолинейную ось с определенным уклоном к горизонту, обусловленным агротехническими требованиями.

Каналы или дренажные траншеи (щели) с заданным уклоном прокладывают, в большинстве случаев, перемещая рабочий орган по вертикали при

продольном перемещении машины, которое зависит от условий прокладки канала или устройства дрена, от рельефа поверхности грунта и динамических характеристик машины природообустройства.

Управление рабочими органами мелиоративных машин с целью выдерживания заданного продольного профиля дна канала, траншеи может осуществляться копирным или бескопирным способами.

Копирный способ предполагает предварительную установку копирной линии или поверхности, которые служат элементами физически заданной неподвижной системы отсчета (координат). Такая система отсчета задает продольный профиль сооружения и является базой (задатчиком), от которой измеряют фактическое положение днообразующей кромки рабочего органа.

Копиром может быть оптическая ось, копирный трос, световой луч, лазерный луч, спланированная поверхность и др.

Характерный признак бескопирного способа – отсутствие специальной копирной линии. Бескопирные системы автоматического управления рабочими органами для выдерживания заданного уклона делят на две подгруппы: с заданной программой движения рабочего органа в зависимости от длины пройденного пути или времени.

По степени автоматизации копирные системы выдерживания заданного уклона бывают с ручным и автоматическим регулированием, бескопирные системы – только с автоматическим.

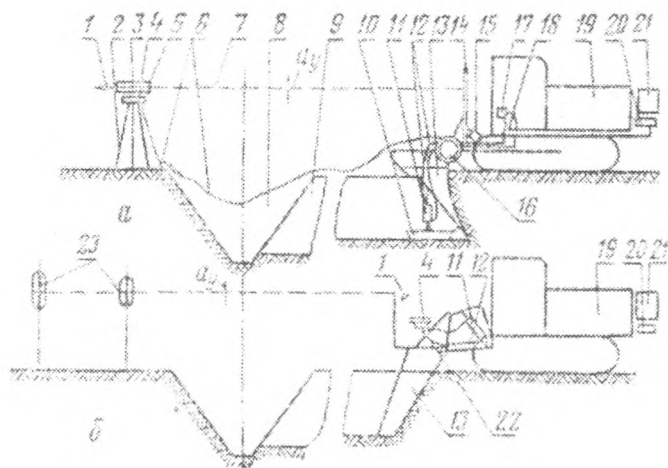


Рис. 1.9. Схемы систем для ручного регулирования уклона, базирующиеся на оптическую ось:

а – нивелира; б – визирок; 1 – глаз оператора; 2 – стойка; 3 – установочные механизмы; 4 – пульт управления; 5 – нивелир; 6 – кабель; 7 – оптическая ось; 8 – коллектор; 9 – прокладываемый канал; 10 – опорная лыжа; 11 – регулирующий гидроцилиндр; 12 – гидравлические шланги; 13 – рабочий орган; 14 – визирная рейка; 15 – подъемный гидроцилиндр; 16 – поперечная труба; 17, 22 – электрогидрораспределитель; 18 – реле; 19 – базовая машина; 20 – гидравлический насос; 21 – масляный бак; 23 – визирки

Системы ручного регулирования уклона, базирующиеся на оптической оси. Копирная линия – оптическая ось 7 нивелира 5 (рис. 1.9 а) или визирок 23 (рис. 1.9 б). Нивелир устанавливают на расстоянии 25...50 м от начала прокладки канала или дренажной траншеи и закрепляют так, чтобы оптическая ось инструмента была 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 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.

Оптическую ось устанавливают также визирками. Две визирки 23 (рис. 1.9 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 основная причина быстрой утомляемости оператора, влияющая на качество 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.

Копирные системы автоматического регулирования высотных отметок мелиоративных сооружений. Эти системы используют для регулирования продольного уклона дна траншей (щелей) линейных сооружений,

таких как системы закрытого горизонтального дренажа, а также для планировки сельскохозяйственных полей, в основном рисовых чеков. Принцип действия копирной системы автоматического регулирования уклона (САРУ) состоит в том, что проектный профиль мелиоративного сооружения задают с помощью копира, который выполняет функцию 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. 1.10). В настоящее время наибольшее распространение получили задатчики в виде лазерного копира. В лазерных копирах применяют газовые лазеры, обладающие большой плотностью энергии, высокой направленностью и монохроматичностью, возможностью работы в непрерывном и импульсном режимах. Луч лазера обладает большой помехозащищенностью. Дальность действия лазерных систем управления при использовании гелий-неоновых лазеров мощностью до 2 МВт достигает 10 км.

Лазерные системы классифицируют по виду опорной базы: с опорной линией, веерообразной (типа УКЛ), круговой (типа СКП и САУЛ) и комбинированной опорной плоскостями.

САРУ со светочувствительной матрицей. Она состоит из лазерного излучателя, задающего копирную линию или плоскость, и фотоприемника, укрепленного на рабочем органе или считывающем устройстве. Фотоприемник представляет собой прямоугольную матрицу, собранную из большого числа светочувствительных элементов. При смещении матрицы лазерный луч освещает определенный светочувствительный элемент, сигнал которого попадает в усилитель и подается затем на индикатор, фиксирующий положение луча на матрице. Эту систему используют для получения записи фактического профиля поверхности.

Матрица может быть выполнена из двух светочувствительных элементов, удаленных друг от друга на расстояние, величина которого равна размеру луча по вертикали. В случае отклонения рабочего органа от заданного положения в вертикальной плоскости засвечивается один из фотоэлементов, сигнал с которого через усилитель подается на исполнительный элемент, управляющий положением рабочего органа относительно луча. Движение по вертикали рабочего органа продолжается до тех пор, пока луч не окажется между светочувствительными элементами.

При высотной обработке поверхности сельскохозяйственных полей применяют лазерные излучатели, создающие «виртуальную» плоскость, которая образуется за счет вращения головки лазерного излучателя.

Для создания локальной оптической плоскости используется специальная система формирования луча. Эта система состоит из центральной цилиндрической линзы и телескопической трубы с 25-кратным увеличением. На выходе трубы получается веерообразный луч с соотношением сторон 1:70, т. е. на расстоянии 100 м получается полоса шириной около 100 см и толщиной 1,5 см. В зависимости от расположения цилиндри-

ческой линзы оптическую плоскость устанавливают вертикально или горизонтально.

С использованием описанной схемы работает довольно распространенная при строительстве закрытого горизонтального дренажа, в свое время, лазерная копирная система типа УКЛ. Всеобразная плоскость обеспечивает управление рабочим органом дреноукладчика даже при его отклонении на 30...40 см вправо или влево от оси дрены с высокой точностью по высоте.

Фоточувствительная головка с помощью трех фотодиодов преобразует лазерное излучение в электрические сигналы, по которым блок выработки команд формирует команды управления электрогидрораспределителем.

Лазерная система, создающая опорную оптическую горизонтальную (тип системы – СКП) или наклонную (тип системы – САУЛ) плоскости за счет вращения луча, что позволяет управлять работой нескольких машин.

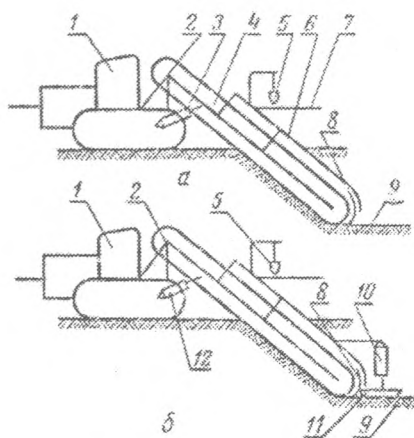


Рис. 1.10. Схемы автоматического регулирования продольного уклона канала или траншеи в зависимости от способа навески рабочего органа на базовую машину:

а – с «жесткой» навеской; б – с «плавающей» навеской; 1 – базовая машина; 2 – шарнир навески рабочего органа; 3 – гидроцилиндры регулирования положением рабочего органа по высоте при «жесткой» навеске; 4 – рабочий орган; 5 – датчик уклона; 6 – рама зачистного устройства; 7 – копирный трос; 8 – зачистное устройство; 9 – дно канала или траншеи; 10 – гидроцилиндр регулирования положением рабочего органа при «плавающей» навеске; 11 – лыжа; 12 – цилиндры 3 в «плавающем» положении

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. 1.13 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 и представляет собой своего рода «консоль». «Плавающая» навеска устроена с шарнирным креплением в точке 2 (рис. 1.13 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 (рис. 1.13 б) 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 большую точность регулирования, чем жесткая в сравнимых условиях.

К основным факторам, влияющим на величину статических ошибок, относятся прежде всего степень отклонения копирной линии от прямой, величина зоны нечувствительности датчика уклона, значения продольного и поперечного углов наклона рабочего органа, местоположение датчика уклона на раме рабочего органа.

Основная доля статических ошибок регулирования возникает при изменении углового положения рабочего органа в продольной плоскости в процессе прокладки дренажной траншеи.

Меньшая доля статических ошибок регулирования возникает из-за колебания машины в поперечной плоскости. Однако подвеска датчика уклона на продольной оси симметрии машины и использование лазерных и других совершенных копиров сводит эту долю к незначительной величине.

Многокомпонентные копирные системы. Многокомпонентные копирные системы применяют на планировщиках каналов и бетоноукладчиках, передвигающихся на гусеничном ходу (рис. 1.14). 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. Они имеют винтовые механизмы регулировки положения.

В бетоноукладчиках для точного контроля толщины покрытия используют также щуповые датчики 10, связанные с двумя лыжами, одна из которых скользит по поверхности свежешелого бетонного покрытия,

а другая – по спланированной грунтовой поверхности канала. Сигналы датчиков воздействуют на электрозолотники гидроцилиндров 3 подъема и опускания рамы и регуляторы частоты вращения гидромоторов механизма передвижения для выдерживания курса.

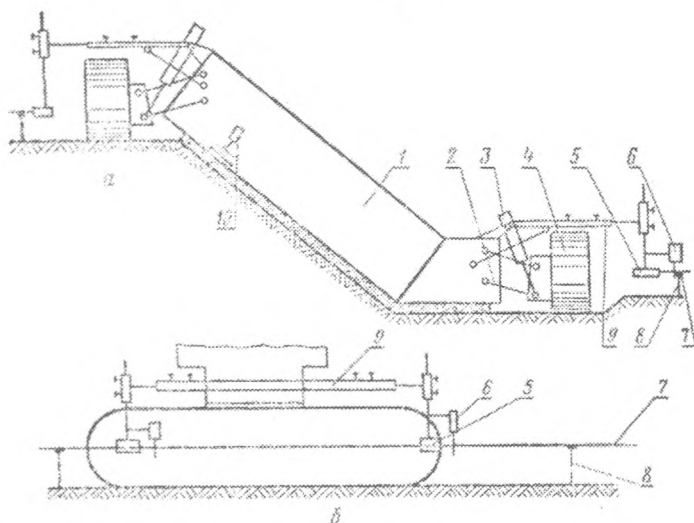


Рис. 1.14. Схема многокомпонентной копирной системы:

а – вид спереди; б – вид сбоку; 1 – рама машины; 2 – параллелограммная навеска; 3 – гидроцилиндры; 4 – гусеничная тележка; 5 – датчик высотного положения; 6 – датчик курса; 7 – копир; 8 – штативы; 9 – кронштейн крепления датчиков; 10 – датчики толщины бетонного покрытия

Бескопирные (автономные) системы автоматического регулирования уклона. Бескопирные системы регулирования уклона с заданной программой бывают двух видов: в зависимости от длины пройденного пути и от времени.

Получение заданного уклона в таких системах основано на том, что перемещение рабочего органа машины (выплубление или заглубление) обеспечивается регулятором в зависимости от пройденного пути или от времени.

Системы выдерживания уклона рассмотренного типа отличаются простой 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. Поэтому машины с такими системами выдерживания уклона рекомендуется использовать только при работе на ровной или заранее тщательно спланированной трассе. Разновидность автономных систем регулирования – САР углового положения рабочего органа.

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 автоматизируют изменение положения режущей кромки отвала ковша по высоте и регулирование вместимости ковша в зависимости от величины призмы волочения.

Схема автоматизированного короткобазового планировщика показана на рисунке 1.15. В систему автоматики входят два регулятора: положения ножа (РПН) и положения задней стенки ковша регулируемой вместимости (РПС). Каждый из регуляторов включает в себя датчик 6 или 16 регулируемой величины, блоки преобразования сигналов датчиков (усилители, элементы коммутации и др. объединены в пульте управления 1) и исполнительный механизм.

Нужная высота ложа устанавливается при помощи задатчика, находящегося в пульте управления 1. Датчик углового положения (ДУП) 16 зафиксирован на раме 20, которая шарнирно закрепляется на цапфах, соосных с шарниром рамы задних колес.

Корпус датчика соединен с рычажным устройством корректора 10 длины базы, служащим для регулирования планирующих свойств системы автоматики.

Составная часть РПН – переключатель режимов 18, служащий для временного (на 3...5 с) отключения датчика 16 от пульта управления 1 при выключении сцепления трактора в момент переключения скоростей. В течение времени отключения планировщик работает как жесткобазовый. Переключатель 18 позволяет устранить колебания рабочего органа вследствие инерционных помех, действующих на датчик при изменении скорости планировщика. Он 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 уровне, датчик угла наклона 16 не выдает никакого сигнала и РПН не работает. При этом гидроцилиндры 12 заперты.

Кромка ножа 17 находится на теоретическом уровне спланированной поверхности. При подъеме переднего колеса выше этого уровня рама 2 планировщика вместе с датчиком 16 наклоняется, поворачиваясь по часовой стрелке вокруг оси заднего колеса. В результате режущая кромка ножа 17 рабочего органа поднимается выше уровня спланированной поверхности. При этом маятниковый датчик 16 выдает электрический сигнал, который через пульт 1 включает электрогидравлический золотник (ЗСУ) 11. Последний подключает гидроцилиндр 12 к насосу таким образом, что шток начинает входить в цилиндр, а кромка ножа 17 опускается, приближаясь к своему исходному положению. Степень указанного приближения устанавливается корректором 10. В случае опускания переднего колеса ниже уровня заднего РПН действует аналогично описанному действию ранее, только в обратном направлении.

Регулятор положения стенки ковша имеет щуповой датчик 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. При повышении уровня грунта, установленного при наладке системы, поднимающийся барабан 4 поворачивает штангу 5 так, что срабатывает датчик уровня 6. Через пульт 1 электрический сигнал датчика включает электрогидравлический золотник 9. При этом шток гидроцилиндра 14 перемещает заднюю стенку ковша назад, увеличивая его вместимость. При уровне грунта, соответствующем положению настройки барабана 4, штанга датчика находится в зоне нечувствительности и стенка 15 неподвижна.

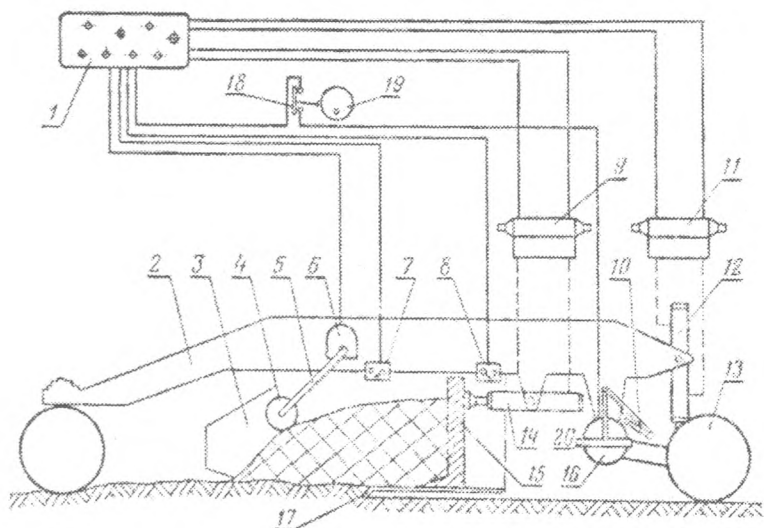


Рис. 1.15. Схема автоматизированного планировщика:

1 – пульт управления; 2 – рама планировщика; 3 – ковш; 4 – барабан; 5 – штанга; 6, 16 – датчики; 7, 8 – конечные выключатели для ограничения движения задней стенки ковша; 9, 11 – электрогидравлические распределители; 10 – корректор; 12 – гидроцилиндры подъема ковша; 13 – колеса; 14 – гидроцилиндр управления движением задней стенки ковша; 15 – задняя стенка ковша; 17 – режущая кромка ковша; 18 – переключатель режима; 19 – кулачок переключателя; 20 – рама крепления датчика высотным положением ковша

Точность выполнения планировочных работ автоматизированным планировщиком на предварительно спланированных участках, имеющих точность ± 20 см и протяженность неровностей 30...60 м, составляет ± 3 см.

1.6.4. Перспективные системы автоматизации режима работы мелиоративных машин

Наиболее перспективной является стабилизация нагрузки (мощности) при вариациях физико-механических свойств обрабатываемой среды за счет автоматического изменения площади поперечного сечения обраба-

тивания 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.

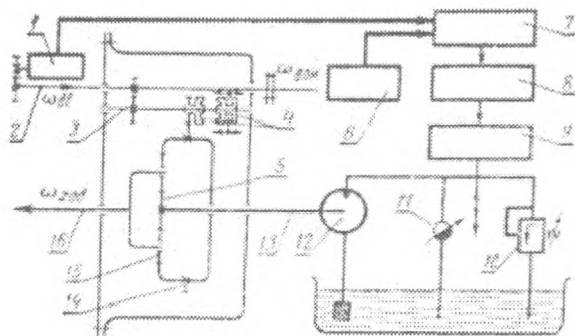


Рис. 1.13. Схема автоматического регулирования загрузки двигателя фрезерной машины:

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

Функциональная схема системы автоматического регулирования загрузки двигателя машины глубокого фрезерования путем стабилизации частоты вращения вала двигателя и бесступенчатым изменением рабочей скорости машины показана на рисунке 1.13. Для изменения скорости используется гидромеханический ходоуменьшитель (ГМХУ) с дроссельной системой управления. Принцип работы ГМХУ основан на использовании свойств механического трехэлементного дифференциала, 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 звездочками трактора, т.е. бесступенчатое изменение его скорости. Регулируемым параметром является скорость движения, измеряемая датчиком скорости. Регулятор 7 вырабатывает 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 входном валу 13 солнечной шестерни 5 гидравлическим насосом 12.

Контрольные вопросы к разделу 1

1. Что такое мелиоративная машина?
2. В чем заключается эффективность использования мелиоративных машин?
3. Дайте общую классификацию мелиоративных машин.
4. Дайте описание информационной схемы мелиоративной машины.
5. Что представляет собой возмущающее воздействие на мелиоративную машину в виде случайной функции и каковы ее основные характеристики?
6. Дайте общее понятие о математической модели мелиоративной машины.
7. Приведите общие сведения об экологической оценке работы мелиоративных машин.
8. Что такое проходимость мелиоративных машин? Какими критериями ее оценивают?
9. Дайте общую характеристику автоматического управления применительно к мелиоративной машине. Приведите конкретный пример.
10. Каковы основные принципы автоматического управления?
11. Приведите краткие характеристики основных схем автоматики. Дайте конкретный пример.
12. Что такое передаточная функция системы автоматического управления?
13. Перечислите характеристики основных типовых звеньев автоматических систем управления.
14. Охарактеризуйте основные направления автоматизации мелиоративных машин.
15. Дайте общую характеристику лазерной системы управления рабочим органом мелиоративной машины по высоте.
16. Что такое точность автоматической системы управления? Назовите факторы, влияющие на величину ошибок.
17. Каковы перспективы развития автоматизации режима работы мелиоративных машин?

2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЁТА МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН

2.1. Общие сведения о расчёте мелиоративных машин

Мелиоративные машины эксплуатируют в самых разнообразных условиях. При выполнении различных технологических процессов мелиоративные машины могут передвигаться по различным грунтам: от неосушенных торфяников и насыпных минеральных грунтов до плотных, с каменистыми и даже скальными включениями – и мёрзлым грунтам. Ещё более разнообразны условия обрабатываемой среды: грунты и почвы – по типу, плотности, влажности, насыщенности различными древесными и каменистыми включениями; растительности – по толщине стволов, густоте; искусственные материалы – по типу, форме, консистенции, размерам включений, требуемой плотности.

Разнообразны по размерам, профилям и форме и состоянию строящиеся или обслуживаемые мелиоративные сооружения. Значительную долю в разнообразие машин и их рабочих органов вносят различные требования к качеству выполняемых технологических процессов.

2.1.1. Задачи и общий порядок расчёта мелиоративных машин

В связи с вышеперечисленным инженеру-механику по эксплуатации мелиоративной техники, её обслуживанию 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 конкретного сооружения в заданных условиях эксплуатации, возможность движения машины по конкретной поверхности при реальных рабочих нагрузках (оценка проходимости), устойчивость машины при заданных нагрузках (статический расчёт), пригодность базовых машин к агрегатированию с различными видами рабочего оборудования, соответствие мощности двигателя рабочим нагрузкам, необходимое число проходов для выполнения технологической операции с требуемым качеством работы и др.

Для решения этих вопросов необходимо знание методик общего расчёта мелиоративных машин, которые могут быть обобщены под термином: общая оценка работоспособности мелиоративной машины. Кроме того, на основе выполненных общих расчётов могут быть получены необходимые данные (особенно по действующим на машину силам и моментам) для оценки прочности, надёжности и долговечности узлов

и деталей машин с использованием известных методов сопротивления материалов, теоретической механики и теории машин и механизмов, деталей машин и т. д.

Общий порядок расчёта мелиоративных машин предусматривает: выбор и расчёт основных параметров, предварительный подбор тяговых средств и базовых машин, расчёт баланса мощности, определение внешних сил и реакций, действующих на машину в рабочем положении, статический и тяговый расчёты, оценку динамической нагруженности машин, качества их работы, определение производительности.

Далее приведены общие методики указанных расчётов (кроме методики оценки качества работы, приведённой в общем виде в разделе 1.4.) и особенности их использования применительно к мелиоративным машинам с рабочими органами различных типов.

2.1.2. Выбор и расчёт основных (общих) параметров мелиоративных машин

Параметры выбирают по следующим факторам: типу и размерам разрабатываемого или обслуживаемого сооружения; агромелиоративным требованиям к сооружению и качеству выполняемых работ; типу машины; типу рабочего органа и его кинематике; расположению рабочего органа по отношению к горизонту, элементам сооружения и направлению движения машины; виду обрабатываемого материала, его свойствам и состоянию; требованию к дальности и направлению перемещения материалов, его укладке и конечному состоянию; взаимодействию рабочего органа и его элементов с обрабатываемой средой; заданной производительности.

Параметры выбирают следующими способами: теоретическим расчётом в тех случаях, когда разработана теория рабочего органа и его взаимодействия со средой; теоретическим расчётом с использованием полученных экспериментально расчётных коэффициентов; на основании экспериментальных исследований рабочих органов данного или близкого к нему типов и соответствующих рекомендаций, полученных в результате этих исследований; методами подобия и моделирования на основании параметров уже работающих аналогичных машин, соответствующих или других типоразмеров.

2.1.3. Особенности расчёта баланса мощности мелиоративных машин

Баланс мощности рассчитывают при максимальной рабочей нагрузке.

Мощность привода любой мелиоративной машины с одномоторным приводом P определяют по формуле, кВт:

$$P = (P_K + P_P + P_{II} + P_{TP})/\eta_{PO} \cdot \eta_P + (P_M + P_E + P_H)/\eta_{ПЕР} + \\ + P_T/\eta_T + P_D/\eta_D = P_{PO}/\eta_{PO} \cdot \eta_P + P_{ПЕР}/\eta_{ПЕР} + P_T/\eta_T + P_D/\eta_D \quad (2.1)$$

где P_K, P_P, P_{II}, P_{TP} – соответственно мощности, необходимые для отделения обрабатываемого материала с учётом его деформации, разгона обрабатываемого материала, т.е. сообщения ему кинетической энергии, подъёма обрабатываемого материала, преодоления сопротивлений от трения обрабатываемого материала о поверхность рабочего органа и направляющие поверхности; P_M, P_E, P_H – мощности, необходимые для преодоления полного сопротивления машины, с учётом уклона поверхности движения к горизонту (тяговая мощность), буксования движителя, разгона машины до расчётной скорости движения (преодоления сил инерции), кВт; P_T – мощность для привода транспортирующих органов, перемещающих обрабатываемый материал за пределами транспортировки его непосредственно основным рабочим органом, кВт; P_D – суммарная мощность для привода дополнительных устройств, обслуживающих основной рабочий орган или осуществляющих последующие операции (подъёмный механизм рабочих органов, привод загрузочных устройств, уплотняющих органов, затворов бункеров, подъёма вспомогательных механизмов, регуляторов толщины обрабатываемого или разрабатываемого слоя среды, механизм соблюдения заданного уклона и др.), работающих одновременно с основным рабочим органом, кВт; $\eta_P, \eta_{PO}, \eta_{ПЕР}, \eta_T, \eta_D$ – соответственно КПД рабочего органа, механизмов его привода, систем привода передвижения, транспортирующих органов, дополнительных устройств; $P_{PO}, P_{ПЕР}$ – соответственно суммарные максимальные мощности активного рабочего органа и передвижения машины, кВт.

С учётом колебательного характера вращающего момента и действующих усилий мощность двигателя для предварительного расчёта принимают с коэффициентом запаса мощности $K_{ЗАП} = 1,2 \dots 1,4$ по формуле, кВт:

$$P_{ДВ} = k_{ЗАП} P. \quad (2.2)$$

Уточнённый расчёт $P_{ДВ}$ и $K_{ЗАП}$ приведён в главе 2.2.

По формулам (2.1) и (2.2) может быть рассчитана мощность двигателя любой мелиоративной машины с одномоторным приводом с учётом особенностей выполняемых ею операций, физико-механических характеристик обрабатываемого материала, числа и типов рабочих и транспортирующих органов.

Формулу (2.1) в полном виде применяют для расчёта баланса мощности машин с одномоторным приводом и активными рабочими органами, имеющими указанные ранее транспортирующие и дополнительные устройства. Для машин с пассивными рабочими органами, у которых основная часть мощности используется для преодоления тяговых сопротивлений, $P_{PO} = 0$ и мощность на преодоление тяговых сопротивлений рабочего органа входит в P_M . Если рабочий орган комбинированный, т.е. состоящий из нескольких одновременно работающих активных или активных и пассивных рабочих органов, то соответствующие мощности рассчитывают для каждого из рабочих органов и затем суммируют.

Для машин с много моторным электрическим приводом необходимые мощности отдельных двигателей вычисляют также по формулам (2.1) и (2.2), а после подбора двигателей общую установленную мощность $P_{уст}$, кВт,

$$P_{уст} = k_{зап} \sum P_i, \quad (2.3)$$

где P_i – мощность двигателей, необходимая для привода отдельных механизмов, кВт.

Рассмотрим общие способы определения составляющих баланса мощности на примере наиболее распространённых землеройно-мелиоративных машин.

Приближённо **мощность на копание грунта** P_k , кВт (формула 2.1), определяют, исходя из известной формулы В.П. Горячкина и работы Н.Г. Домбровского для суммарной касательной составляющей реакции грунта на рабочий орган, кН,

$$\Sigma R_k = 10^3 k \Sigma b_i \cdot \delta_i = 10^3 \cdot k \Sigma S_i, \quad (2.4)$$

где k – удельное сопротивление копанию (удельная сила копания), МПа; средние значения удельного сопротивления грунта копанию в зависимости от категории грунта и числа ударов плотномера составляют:

Категория грунта	1	2	3	4
Число ударов плотномера $C_{уд}$	1...4	5...8	9...15	16...34
k , кПа	12...65	58...130	120...200	180...300

Приведённые значения k , как показывают опыты, действительны при копании грунта стружками толщиной $\delta > 3$ см; b_i , δ_i , S_i – соответственно ширина, толщина, м, и поперечная площадь срезаемой стружки, м², каждого из одновременно копающих элементов.

Уточнённый расчёт ΣR_k может быть проведён методами, известными из теории резания грунта по формулам Н.Г. Домбровского, А.Н. Зеленина, Д.И. Фёдорова, Ю.А. Ветрова и др.

Умножив обе части формулы (2.4) на длину пути копающего органа $l = \Sigma l_i$, где l_i – длины отдельных участков пути, и разделив на время копания t , получим

$$\Sigma R_k \cdot l/t = k \Sigma b_i \cdot \delta_i \cdot l/10^3 \cdot t. \quad (2.5)$$

Левая часть формулы представляет собой работу в единицу времени, т.е. мощность P_k , кВт, а правая – произведение удельного сопротивления копанию k , МПа, на объёмную производительность Π_T , м³/ч,

$$P_k = k \Pi_T/3,6, \text{ а также } P_k = \Sigma R_k \cdot V, \quad (2.6)$$

где V – скорость рабочего органа, м/с.

Представив в формуле (2.6) удельное сопротивление копанию k , Н/м³, как удельную энергоёмкость k_3 , Нм/м³, получим ту же формулу, но с большим смысловым содержанием.

Формулы (2.6) дают достаточную для технических расчётов точность (10...15%). Удельное сопротивление копанию k зависит от многих факторов и не является константой грунта. Если значения k не определены для соответствующих рабочих органов и типов грунтов, можно временно воспользоваться значениями, полученными для экскаваторов. При работе с обрушением грунта средние значения k снижаются на 25...40%.

Значительная часть мелиоративных машин с активными рабочими органами разрабатывают грунт стружками меньшей толщины, при которых возрастает диспергирование (измельчение) грунта, относительные зоны распространения деформации и объем деформированного грунта по отношению к объёму стружки. Поэтому сопротивление копанию, кПа, резко возрастает по гиперболическому закону:

$$k = a C_{уд} / \delta^e, \quad (2.7)$$

где a – постоянный безразмерный коэффициент, зависящий от ширины стружки b , углов резания и захвата. Для $b = 10$ см при угле резания $\Psi = 30^\circ$, угле захвата $\alpha = 90^\circ$ $a = 0,11...0,12$; $C_{уд}$ – показатель (число ударов) плотномера ДорНИИ, характеризующий свойства и состояние грунта; δ – толщина стружки, см; e – показатель степени, зависящий от типа грунта. Для минеральных грунтов $e = 0,4$, для болотно-торфяных $e = 0,33$.

Таблица 2.1

**Значения поправочных коэффициентов
при определении удельного сопротивления грунта копанию k**

$C_{уд}$	K_1 , МПа	K_γ	Ψ , град	K_ψ	b , см	K_b	α , град	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	0,29	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	-	-	-	-	-	-	-

По опытным данным, удельное сопротивление грунта копанию

$$k = k_1 (\delta_1 / \delta)^e \cdot k_\psi \cdot k_b \cdot k_\alpha \cdot k_\gamma, \quad (2.8)$$

где k_1 – общий коэффициент сопротивления копанию для стружки толщиной δ_1 (табл. 2.1); δ_1 – толщина стружки, равная 1 см; d – фактическая толщина стружки, см; k_ψ , k_b , k_α , k_γ – соответственно коэффициенты, зависящие от угла резания Ψ , ширины захвата b , угла захвата α , числа ударов плотномера ДорНИИ $C_{уд}$ (табл. 2.1).

Мощность P_p , кВт, необходимую для разгона грунта, определяют как приращение кинетической энергии, характеризующее секундную работу разгона грунта, по формуле

$$P_p = m \cdot V^2 / 2 - m \cdot V_i^2 / 2 = \Pi_T \cdot r \cdot V_i^2 \cdot g / 7,2 \cdot 10^6, \quad (2.9)$$

где m – масса грунта, разгоняемая в час, кг/ч; V и V_H – соответственно конечная и начальная скорости частиц грунта, $V = V_T$, $V_H = 0$; V_T – скорость грунта, зависящая от типа и кинематики рабочего органа; Π_T – техническая производительность, м³/ч; r – плотность грунта, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с² (табл. 2.2)

Мощность P_{Π} , кВт, необходимую для подъёма грунта, определяют, исходя из работы на подъем объёма грунта, перемещаемого за одну секунду, по формуле

$$P_{\Pi} = \Pi_T \cdot \gamma_T \cdot h_{\text{под}} / 3,6 \cdot 10^6, \quad (2.10)$$

где $h_{\text{под}}$ – необходимая высота подъёма грунта, м. Определяют эту мощность для каждого типа рабочего органа, исходя из профиля сооружения; γ_T – удельный вес грунта, Н/м³.

Мощность P_{TP} , кВт, необходимую для преодоления сопротивления трению грунта о поверхность рабочего органа, направляющего кожуха или поверхность забоя, находят как секундную работу на длине поверхности трения по формуле:

$$P_{TP} = \Pi_T \cdot \gamma_T \cdot l_{TP} \cdot f_i / 3,6 \cdot 10^6, \quad (2.11)$$

где l_{TP} – проекции поверхности трения на плоскость перемещения, м. Их определяют, исходя из кинематики и типа рабочего органа; f_i – коэффициент трения грунта о соответствующую поверхность трения (табл. 2.2).

Мощность P_M , кВт, необходимая для преодоления полного сопротивления движению машины,

$$P_M = F \cdot V_p / 3600, \quad (2.12)$$

где F – суммарное тяговое сопротивление, кН; V_p – рабочая скорость движения машины, м/ч.

Мощность P_{σ} , кВт, затрачиваемая на буксование движителя,

$$P_{\sigma} = F (V_p - V_{pд}) / 3600 = F V_p k_{\sigma} / 3600, \quad (2.13)$$

где V_p и $V_{pд}$ – соответственно расчётная и действительная рабочие скорости движения машины, м/ч; k_{σ} – коэффициент буксования, %, $k_{\sigma} = 100 (V_p - V_{pд}) / V_p$.

На минеральных увлажнённых грунтах при нормальной работе гусеничного движителя допустимое значение $k_{\sigma} = 8 \dots 10\%$, на болотно-торфяных – гусеничного $k_{\sigma} \leq 15\%$, колёсного движителя $k_{\sigma} \leq 20 \dots 25\%$.

Таблица 2.2

Основные свойства грунтов

Показатель	Грунт						
	Болотно-торфяной	песок	супесь	сугли-нок	тяжелый суглинок	глина	тяжелая глина
Число ударов плотномера ДорНИИ, $C_{уд}$ (при естественной влажности грунта)	1...5	1...4	3...12	5...10	9...18	14...19	18...24
Плотность грунта, ρ , т/м ³	0,6...1,2	1,5...1,7	1,5...1,9	1,6...1,75	1,75...1,9	1,8...1,9	1,9...2,0
Коэффициент разрыхления грунта, k_p	1,2...1,3	1,1...1,2	1,1...1,2	1,2...1,3	1,3...1,4	1,3...1,4	1,3...1,4
Коэффициент трения грунта	0,6...0,8 по грунту, f_r по металлу, f	0,4...0,7	0,4...0,7	0,7...0,8	0,7...0,8	0,8...1,0	0,8...1,0
Общее сцепление грунта, кПа	0,1...0,5 по грунту, f_r по металлу, f	0,4...0,5	0,4...0,5	0,5...0,6	0,5...0,6	0,6...0,7	0,6...0,7
Общее сцепление грунта, кПа	10...20	10...30	25...50	40...60	50...100	100...150	150...250

Мощность $P_{и}$, кВт, необходимая для разгона машины (преодоления сил инерции),

$$P_{и} = F_{и} \cdot V_p / 3,6 \cdot 10^6 = x \cdot G \cdot V_D^2 / (g \cdot t_p \cdot 12,96) \cdot 10^9, \quad (2.14)$$

где $F_{и}$ – сопротивление от преодоления сил инерции при разгоне, Н; V_p – рабочая скорость, м/ч; x – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс трансмиссии и двигателя, $x = 1,1 \dots 1,3$; G – сила тяжести машины, Н; g – ускорение свободного падения, м/с²; t_p – время разгона, $t_p = 2 \dots 3$ с.

Мощности P_T и $P_{дг}$ необходимые для привода транспортирующих органов и дополнительных устройств, определяют по известным формулам в зависимости от типа этих органов.

Для ориентировочных расчётов, кВт:

$$P_{д} = x_o \cdot (P_{ро} + P_{пер} + P_p) / 100, \text{ где } x_o = 5 \dots 7. \quad (2.15)$$

Удельная установочная мощность $P_{удг}$ приходящаяся на единицу производительности, кВт,

$$P_{уд} = P_{дв} / \Pi, \text{ или } P_{уд} = P_{уст} / \Pi, \quad (2.16)$$

где Π – часовая производительность в принятых единицах измерения.

2.1.4. Основы динамического расчёта мелиоративных машин

Нагрузки, действующие на узлы и элементы мелиоративных машин, по характеру действия делятся на постоянные (статические) и переменные (динамические). Статические нагрузки не изменяются с течением времени или изменяются очень медленно, динамические же имеют, как правило, колебательный характер и часто со значительными амплитудами и частотой.

Основные причины возникновения таких колебательных процессов: взаимодействие режущих и отбрасывающих элементов рабочих органов с обрабатываемой средой, имеющей, как правило, неоднородные физико-механические свойства, несбалансированность металлоконструкций рабочих органов, упругоинерционные свойства механизма привода, колебания остова машины при её движении по неровной поверхности грунта и др.

Переменные нагрузки можно разделить на динамические при установившемся (рабочем) режиме и при неустановившихся (переходных) режимах (при разгоне и стопорении машины или её рабочего органа).

Типичная осциллограмма вращающего момента в трансмиссии мелиоративной машины при установившемся режиме имеет вид кривой колебательного процесса (рис. 2.1.) со случайными значениями ампли-

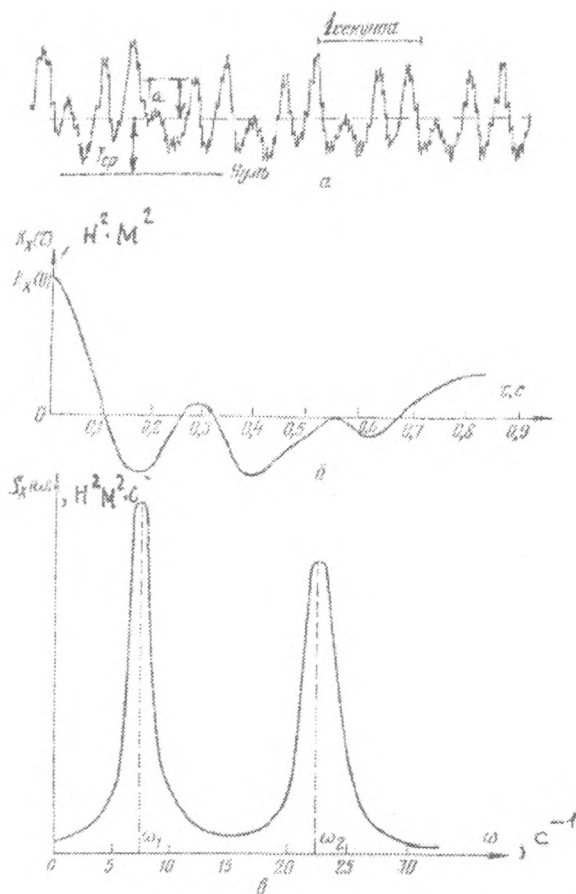


Рис. 2.1. Оценка неравномерности вращающего момента в трансмиссии машины природообустройства:

- а – типичная осциллограмма;
- б – корреляционная функция;
- в – спектральная плотность процесса

ную плотность $S_x(\omega)$ (где ω – циклическая частота, c^{-1}). Корреляционная функция даёт возможность предварительно оценить случайный процесс по частоте и разбросанности относительно среднего значения. Спектральная плотность показывает, как распределена дисперсия процесса по частотам, что может быть использовано при дальнейших расчётах. Корреляционная функция и спектральная плотность случайного процесса представлены на рисунке 2.1 а, б и в.

Определение динамических нагрузок при установившемся режиме. Внешняя нагрузка, действующая на рабочий орган машины, определённым образом изменяется, передаваясь по элементам системы привода.

туд и примерно постоянными значениями периодов колебания при постоянном среднем значении T_{CP} . Поэтому динамическую нагрузку $T_{дин}$ можно представить приближённо как сумму постоянной $T_{пост(ср)}$ и переменной $T_{дин(А)}$ составляющих. Переменной составляющей может быть упругий момент в трансмиссии, давление в трубопроводе гидросистемы, напряжение или ток в электрокабеле, скорость или ускорение элемента привода, колебания остова машины и др.

Оценивать нагруженность такого типа эффективнее всего при помощи методов теории случайных процессов. При этом используют следующие статистические характеристики: математическое ожидание (среднее) процесса, корреляционную функцию $K_x(\tau)$ (где τ – смещение по времени при последовательном считывании отдельных значений случайной функции, с) процесса и его спектраль-

В дальнейшем под системой привода будем понимать комплекс «двигатель-трансмиссия-рабочий орган (органы)». Для подавляющего большинства мелиоративных машин, агрегируемых с тракторами или специальными шасси, реализован автономный привод, т.е. привод с первичным двигателем, чаще всего дизелем. Поэтому элементы дизель-электрического или гидрообъёмного привода в этих машинах следует рассматривать в качестве элементов трансмиссии.

Прогнозирование динамических нагрузок предполагает известную идеализацию системы привода мелиоративной машины, которую представляют в виде динамической схемы, состоящей из последовательности сосредоточенных масс, имеющих определённые характеристики и соединённых между собой упругими механическими или другими связями.

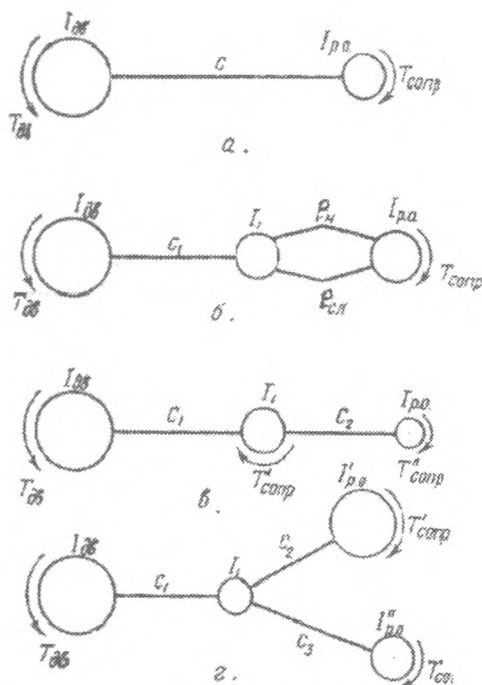


Рис. 2.2. Упрощенные динамические расчётные схемы:

а — для каналокопателей и каналочистителей с одним ротационным рабочим органом и механической трансмиссией; б — для каналокопателей и каналочистителей с одним рабочим органом и гидрообъёмной трансмиссией; в — для машин с пассивным рабочим органом (плужные каналокопатели, кусторезы, планировщики, корчеватели и т.д.); г — для машин с плужно-ротаторным и плужно-фрезерным рабочими органами; $J_{дв}$, $J_{р.о.}$, J_i — соответственно моменты инерции двигателя, рабочего органа и промежуточной массы; $T_{дв}$, $T_{сопр}$ — вращающие моменты двигателя и сил сопротивления; c_i — коэффициенты жесткостей элементов трансмиссии; e_n , $e_{сл}$ — гидравлические податливости напорной и сливной магистрали

Для предварительных и ориентировочных расчётов при определении динамических нагрузок в приводе мелиоративной машины возможно использование простейшей двухмассовой расчётной схемы (рис. 2.2. а) с одним входным возмущением (сопротивлением на рабочем органе). Однако для более точного и детального анализа внутренней и внешней динамики мелиоративной машины следует использовать более сложные, в основном разветвлённые, динамические схемы с несколькими входами. Примеры некоторых из них показаны на рисунке 2.2 б... г.

Для многомассовой динамической системы переменную составляющую нагрузку можно определить в соответствии с известным соотношением статистической динамики:

$$S_y(\omega) = \bar{W}(i \cdot \omega) \cdot S_x(\omega) \cdot W'(i \cdot \omega), \quad (2.17)$$

где $S_y(\omega)$ – матрица спектральных плотностей выходных переменных, $\text{Н}^2 \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}$.

$$S_y(\omega) = \begin{pmatrix} S_{11}^y(\omega) & S_{12}^y(\omega) & \dots & S_{1z}^y(\omega) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ S_{k1}^y(\omega) & S_{k12}^y(\omega) & \dots & S_{k1z}^y(\omega) \end{pmatrix}. \quad (2.18)$$

Здесь $S_{j1}^y(\omega) S_{j2}^y(\omega) \dots S_{jz}^y(\omega)$ – спектральные плотности j -й выходной переменной от внешнего воздействия на первом, втором, ... z -м рабочем органе соответственно. Этой выходной переменной может быть момент двигателя, давление в трубопроводе гидropередачи, напряжение или сила тока в кабеле электросети, скорость или ускорение элемента привода и др.; $S_x(\omega)$ – матрица спектральных плотностей входных воздействий.

$$S_x(\omega) = \begin{pmatrix} S_{11}^x(\omega) & S_{12}^x(i\omega) & \dots & S_{1z}^x(i\omega) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ S_{z1}^x(i\omega) & S_{z2}^x(i\omega) & \dots & S_{zz}^x(\omega) \end{pmatrix}. \quad (2.19)$$

Здесь $S_{ii}^x(\omega)$ – спектральные плотности входных воздействий (нагрузки на рабочих органах),

$\text{Н}^2 \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}$; $S_{ik}^x(i\omega)$ – взаимные спектральные плотности входных воздействий, $\text{Н}^2 \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}$; z – число входных воздействий.

При нескоррелированных (независимых) входных воздействиях матрица 2.19 превращается в диагональную, каждый элемент которой может быть представлен выражением

$$S_{ii}^x(\omega) = \frac{2 \cdot D_1 \cdot \alpha_1}{\pi \cdot (\omega^2 + \alpha_1^2)} + \sum_{R=1}^n \frac{D_R \cdot \alpha_R}{\pi} \cdot \left[\frac{1}{\alpha_R^2 + (\omega + \omega_R)^2} + \frac{1}{\alpha_R^2 + (\omega - \omega_R)^2} \right], \quad (2.20)$$

где D_1, D_R – дисперсии составляющих входной нагрузки, $\text{Н}^2 \cdot \text{м}^2$; $\alpha_1, \alpha_R, \omega_R$ – постоянные коэффициенты, зависящие от конструкции рабочего органа и свойств грунта, с^{-1} ; ω – круговая частота, с^{-1} ; n – число периодических составляющих переменной нагрузки.

Первое слагаемое в формуле (2.20) характеризует случайные непериодические составляющие динамической нагрузки, определяемые на основе количественных характеристик изменчивости процесса разрушения обрабатываемой среды, а второе – набор периодических составляющих, частоты которых обусловлены угловой скоростью рабочего органа, дискретным расположением на нем режущих и отбрасывающих элементов и др.

В формуле 2.17 $\bar{W}(i\omega)$, $W'(i\omega)$ – сопряжённая и транспонированная матрицы соответственно основной матрицы $W(i\omega)$ частотных характеристик динамической системы:

$$W(i\omega) = \begin{pmatrix} W_{11}(i\omega) & W_{12}(i\omega) & \dots & W_{1k}(i\omega) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ W_{k1}(i\omega) & W_{k2}(i\omega) & \dots & W_{kk}(i\omega) \end{pmatrix}, \quad (2.21)$$

где $W_{11}(i\omega)$, $W_{12}(i\omega)$, – частотные характеристики динамической системы по нагрузке для первого элемента привода от первого, второго и последующих воздействий; для других элементов привода или машины от второго до k -го частотные характеристики промаркированы аналогично; $i^2 = -1$.

Частотные характеристики определяют, решая дифференциальные уравнения движения динамической системы, преобразованной по Лапласу.

Для механической трансмиссии дифференциальные уравнения составляются с помощью метода Лагранжа и общеизвестны. Упругий момент в трансмиссии

$$T_{\text{упр}} = C(\varphi_j - \varphi_{j+1}), \quad (2.22)$$

где C – крутильная жёсткость конкретного участка трансмиссии, Н·м; φ_j , φ_{j+1} – углы поворота j -го и $(j+1)$ -го элементов привода соответственно, рад.

Для электрической части трансмиссии, чаще всего реализованной применительно к мелиоративным машинам по схеме «синхронный генератор – асинхронный двигатель» (СГ-АД), уравнения, связывающие ротор генератора и ротор двигателя, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} I_A \cdot \ddot{\phi}_A &= T_{\text{э}} + T_{\text{упр}}, \\ t_{\text{э}} \cdot \frac{dT_{\text{э}}}{dt} + T_{\text{э}} + \frac{1}{\nu \cdot \omega_M} \cdot (\dot{\phi}_A - \dot{\phi}_r) &= 0, \\ I_r \cdot \ddot{\phi}_r &= -T_{\text{э}} + T_{\text{дв}}, \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

где I_A , I_r – соответственно моменты инерции роторов асинхронного двигателя и асинхронного генератора, кг·м²; $\ddot{\phi}_A$, $\ddot{\phi}_r$ – соответственно ускорения масс с моментами инерции I_A и I_r , с²; $T_{\text{э}}$, $T_{\text{упр}}$, $T_{\text{дв}}$ – вращающие моменты электромагнитный, сил упругости и первичного двигателя соответственно, Н·м; $t_{\text{э}}$ – электромагнитная постоянная времени, с:

$$t_{\text{э}} = 1/\omega_c S_K, \quad (2.24)$$

где ω_c – круговая частота напряжения сети СГ-АД, с⁻¹, $\omega_c = 100 \pi$, с⁻¹; n – условный коэффициент крутизны статической характеристики асинхронного двигателя, Н⁻¹·м⁻¹:

$$n = S_K/2 T_K,$$

где s_K – значение критического скольжения; T_K – критический вращающий момент асинхронного двигателя, Н·м; ω_M – скорость вращения магнитного поля, c^{-1} , $\omega_M = \omega_c/p$, где p – число пар полюсов электродвигателя.

Для гидрообъёмной передачи движение системы «насос – магистрально-гидромотор» описывают следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} q_H(\dot{\phi}_H - \dot{\phi}_{GM}) - (\mu_H + \mu_H)p_H - e_H^r \dot{p}_H &= 0, \\ q_H(\dot{\phi}_{GM} - \dot{\phi}_H) - (\mu_H + \mu_H)p_{CL} - e_{CL}^r \dot{p}_{CL} &= 0, \\ I_{GM}\ddot{\phi}_{GM} - q_H(p_H - p_{cl}) &= -T_{C(TP)}, \\ I_H\ddot{\phi}_H + q_H(p_H - p_{cl}) &= -T_{TP(ДВ)}, \end{aligned} \right\} \quad (2.25)$$

где q_H и q_{GM} – объёмные постоянные насоса и гидромотора, m^3 ; $\dot{\phi}_H$, $\dot{\phi}_{GM}$ – угловые скорости насоса и гидромотора, c^{-1} ; m_H , m_{GM} – соответственно коэффициенты утечек и перетечек в насосе и гидромоторе, m^3/H с; p_H , p_{CL} – давление в напорной и сливной магистрали соответственно, Па; e_H^r , e_{CL}^r – гидравлические податливости напорной и сливной магистралей, $m^3/Па$; I_H и I_{GM} – моменты инерции вращающихся частей насоса и гидромотора, $кг \cdot м^2$; $T_{C(TP)}$ – моменты сопротивления (на рабочем органе) или упругий момент участка трансмиссии, с которым соединяется гидромотор, Н·м; $T_{TP(ДВ)}$ – упругий момент от трансмиссии, если насос соединён с двигателем через упругий элемент, или момент двигателя, если насос соединён с двигателем жёсткой связью, Н·м.

Динамическую характеристику двигателя (дизеля) в упрощенном виде можно представить формулой

$$T_{ДВ} = \frac{T_H \cdot \omega_X}{\omega_X - \omega_H} - \dot{\phi}_{ДВ} \cdot \frac{T_H}{\omega_X - \omega_H} + \lambda \cdot \ddot{\phi}_{ДВ}, \quad (2.26)$$

где T_H – номинальный вращающий момент двигателя, Н·м; ω_X , ω_H – максимальная холостого хода и номинальная угловые скорости вала двигателя, c^{-1} ; $\dot{\phi}_{ДВ}$, $\ddot{\phi}_{ДВ}$ – текущие угловые скорость и ускорение вала двигателя, c^{-1} , c^{-2} ; λ – коэффициент неустановившегося режима, постоянный для каждого двигателя и регулятора, $кг \cdot м^2$.

После определения спектральной плотности нагрузки $S_{Im}(\omega)$ вычисляют амплитудное значение момента. Например, для момента двигателя, Н·м:

$$T_A \cong 1.25 \cdot \sqrt{\sum_{m=1}^z \int_0^\infty S_{Im}(\omega) d\omega} \quad (2.27)$$

Для других элементов привода и для выходных переменных (например, для давления в напорной магистрали, скорости вращения рабочего органа и др.) амплитудное значение определяют аналогично.

Определение динамических нагрузок при неустановившихся режимах. Рассмотрение механической характеристики дизеля показывает, что она состоит из четырёх характерных участков с различными закономерностями изменения вращающего момента в функции угловой скорости коленчатого вала ω .

Во всех четырёх диапазонах характеристика дизеля может быть принята линейной и описывается следующими уравнениями:

для диапазона регулятора

$$T_{ДВ} = T_H (\omega_x - \omega) / (\omega_x - \omega_H); \quad (2.28)$$

для диапазона перегрузки

$$T_{ДВ} = T_H [1 + (k_{\Pi} - 1) (\omega_H - \omega) / (\omega_H - \omega_M)], \quad (2.29)$$

где k_{Π} – коэффициент приспособляемости дизеля по моменту;

для диапазона вынужденной остановки

$$T_{ДВ} = k_{\Pi} T_H (\omega - \omega_x) / (\omega_M - \omega_x), \quad (2.30)$$

где ω_M – угловая скорость вала двигателя при максимальном моменте двигателя, c^{-1} ;

для диапазона принудительного холостого хода

$$T_{ДВ} = 8 \cdot 10^{-6} V C (\omega - \omega_x),$$

где V – рабочий объем цилиндров двигателя, л; C – постоянный коэффициент, разный для различных дизелей; ω_x , ω_M , ω_0 – угловые скорости при холостом ходе, при максимальном и нулевом вращающих моментах вала двигателя, c^{-1} ; $T_{ДВ}$, T_H – текущее и номинальные значения вращающего момента двигателя, Н·м.

Для определения максимальных динамических нагрузок, возникающих при стопорении, пользуются расчётными схемами, подобными приведённым на рисунке 2.2, но с добавлением ещё одного упруговязкого элемента между рабочим органом и забоем, масса которого равна бесконечности.

2.1.5. Определение внешних сил, действующих на рабочий орган и мелиоративную машину в рабочем положении

Определение внешних сил и реакций необходимо для статического и тягового расчётов, выбора ходового оборудования и оценки проходимости машины, а также расчётов на прочность.

Любая мелиоративная машина в рабочем положении испытывает различные сопротивления 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 режущих элементов, скорости взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой, скорости рабочего перемещения машины, вида и состояния поверхности, по которой перемещается машина, конструкции её ходового аппарата и подвески, величины среднего давления на площади контакта между дви-

жителем и грунтом, распределения давлений вдоль опорной поверхности, способа агрегатирования базовой и рабочей машины и других факторов.

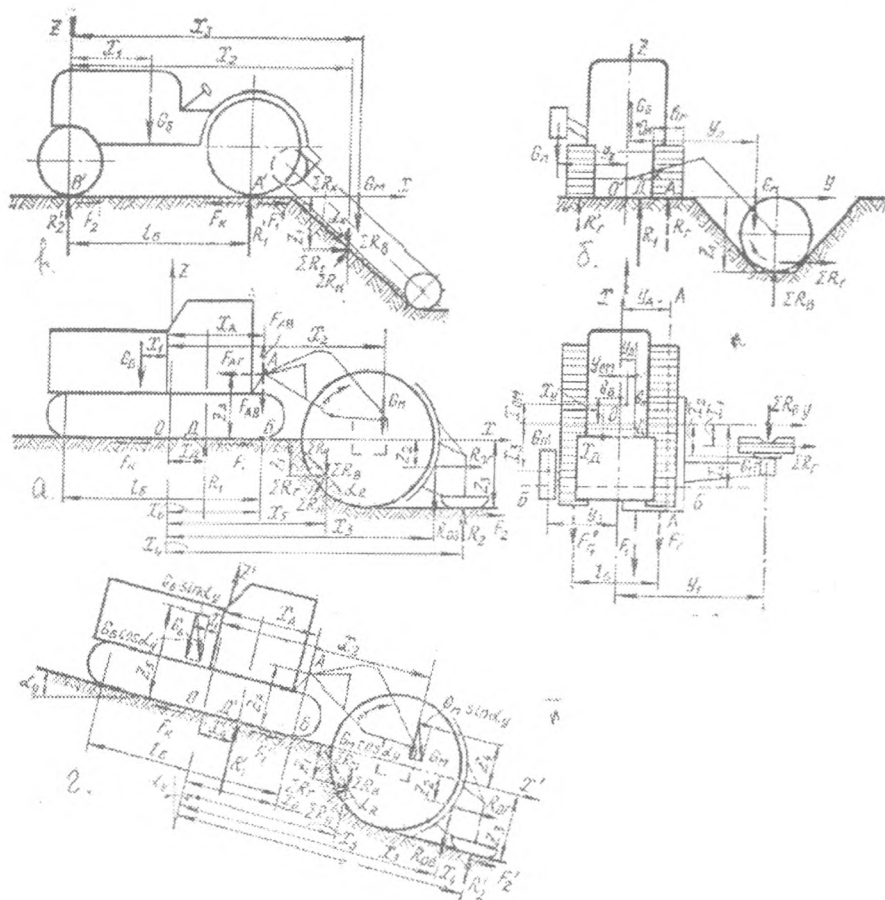


Рис. 2.3. Схемы внешних сил, действующих на мелиоративные машины в рабочем положении:

а – машина с полунавесным задним активным (ротационным) и пассивным (зачистным отвалом) рабочими органами; б – машина на гусеничном ходу с боковым консольным навесным рабочим органом; в – машина на колёсном ходу с задним навесным рабочим органом (скребковым); г – машина, работающая на значительном продольном уклоне

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. 2.3) относятся силы тяжести базовой машины $G_б$ и навесного или полунавесного оборудования $G_н$, приложенные в центрах массы; касательная сила тяги F_k , действующая

в плоскости контакта ходового оборудования с поверхностью, по которой перемещается машина. Эту силу определяют по формуле

$$F_K = T_{дв} i_T \eta_T / r_K \quad (2.31)$$

где $T_{дв}$ – вращающий момент двигателя, кН·м; i_T – передаточное число трансмиссии от двигателя к движителю базовой машины на соответствующей передаче; η_T – КПД трансмиссии; r_K – рабочий радиус колеса или ведущей звёздочки, м.

Касательная сила тяги $F_{КСЦ}$, кН, по сцеплению ограничена условиями сцепления движителя с грунтом:

$$F_{КСЦ} = G_{СЦ} k_{СЦ} \quad (2.32)$$

где $G_{СЦ}$ – сцепной вес машины, равный суммарной вертикальной реакции R_i грунта на ведущие элементы движителя, кН; $k_{СЦ}$ – коэффициент сцепления (табл. 2.3).

Реактивные силы рассмотрим на примере наиболее распространенных землеройно-мелиоративных машин. К числу реактивных сил относят: ΣR – суммарное сопротивление грунта копанию активным рабочим органом (рис. 2.4 е); R_0 – суммарное сопротивление грунта копанию пассивным рабочим органом, зачистным отвалом и бермообразователем (рис. 2.4 ж); R_1 – суммарная нормальная к поверхности движения составляющая реакции грунта на ходовое оборудование навесной машины и R_2 – дополнительной опоры (для полунавесной или полуприцепной машины); F_1 и F_2 – суммарные составляющие реакции грунта, действующие в плоскости перемещения соответственно для базовой машины и дополнительной опоры (рис. 2.4 б, г).

Таблица 2.3

Средние значения коэффициентов сопротивления движению машины и сцепления с различным грунтом

Грунт	f_M			$k_{СЦ}$	
	гусеничные машины	колесные машины	лыжи	гусеничные машины	колесные машины
Торфяное болото	0,10...0,30	0,20...0,30	0,7...0,9	0,15...0,90	0,10...0,60
Песок	0,10...0,15	0,16...0,20	0,4...0,6	0,40...0,50	0,30...0,40
Супесь	0,07...0,15	0,04...0,18	0,4...0,7	0,60...1,00	0,40...0,70
Суглинок	0,08...0,15	0,03...0,20	0,4...0,7	0,70...0,80	0,50...0,70
Суглинок тяжелый и глины	0,07...0,15	0,03...0,20	0,4...0,7	0,90...1,00	0,70...0,80
Стерня	0,08...0,09	0,07...0,10	-	0,70...0,90	0,60...0,70
Луг влажный, скошенный, залеж	0,07...0,08	0,09...0,10	-	0,80...0,90	0,40...0,50
Свежевспаханное поле	0,10...0,12	0,17...0,18	-	0,60...0,80	0,40...0,50

Для базовой машины на колёсном ходу R_1, R_2, F_1, F_2 – соответственно суммарные составляющие реакции грунта на колеса задней и передней осей (рис. 2.4 а). Методика определения величины и направления реактивных сил – общая для всех мелиоративных машин. В общем случае ΣR , кН, определяют (рис. 2.4 е) как геометрическую сумму трёх составляющих, образующих пространственную систему сил:

$$\Sigma R = \sqrt{(\Sigma R_k)^2 + (\Sigma R_f)^2 + (\Sigma R_d)^2} \quad (2.33)$$

где $\Sigma R_k, \Sigma R_f, \Sigma R_d$ – соответственно касательная, нормальная и боковая составляющие, кН. ΣR_k (рис. 2.4 а... в) направлена по касательной к траектории копающих элементов и обратна направлению их движения. Обычно ΣR_k в процессе работы изменяет своё значение в результате изменения положения элементов рабочего органа по отношению к обрабатываемой среде. Среднее её значение, кН,

$$\Sigma R_k = T_{PO}/r = P_{PO}/(2 \cdot \pi \cdot n \cdot r) = P_{PO}/V, \quad (2.34)$$

где T_{PO} – вращающий момент, кНм; r – радиус точки приложения реакции по отношению к оси вращения рабочего органа или ведущего элемента, м; P_{PO} – определяют по формуле (2.1), кВт; n – частота вращения рабочего органа или ведущего элемента, с⁻¹; V – окружная скорость точек на радиусе r , м/с.

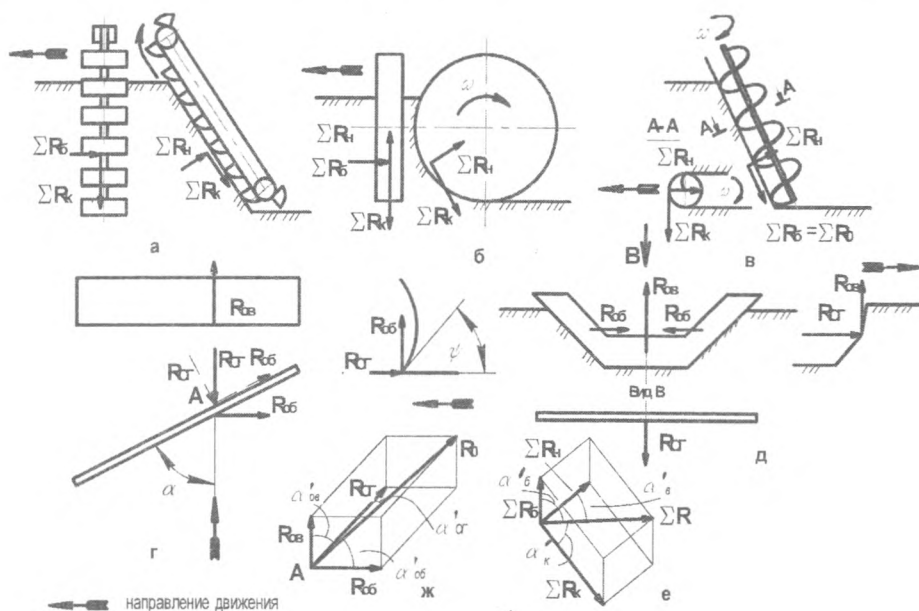


Рис. 2.4. Схемы реактивных сил, действующих со стороны грунта на рабочие органы землеройно-мелиоративных машин:

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 .

Сила ΣR_H направлена по нормали к траектории копающих элементов в плоскости их движения и перпендикулярна касательной составляющей, кН:

$$\Sigma R_H = e_0 \Sigma R_K, \quad (2.35)$$

где e_0 – коэффициент, определяемый опытным путём для рабочих органов различных типов.

ΣR_0 (рис. 2.4 а... в) – сопротивление перемещению рабочего органа в плоскости, перпендикулярной плоскости перемещения копающих элементов или параллельной оси вращения рабочего органа (рис. 2.4 в). Эта реакция направлена обратно направлению перемещения рабочего органа или копающих элементов.

Для рабочих органов, перемещающихся в плоскости движения копающих элементов, $\Sigma R_0 = 0$, для симметричных сдвоенных рабочих органов горизонтальные проекции боковых составляющих взаимно уравниваются.

Точку приложения составляющих (рис. 2.4 а, в) находят для каждого типа рабочих органов также по стандартной методике.

Зная ΣR_K , ΣR_H , ΣR_0 , являющихся сторонами параллелепипеда (рис. 2.4 е), можно определять направление равнодействующей ΣR как диагонали, которое определяется углами:

$$d_K = \arccos (\Sigma R_K / \Sigma R); d_H = \arccos (\Sigma R_H / \Sigma R); d_0 = \arccos (\Sigma R_0 / \Sigma R). \quad (2.36)$$

Суммарное сопротивление копанию грунта пассивным рабочим органом R_0 , кН (рис. 2.4 ж), определяют как геометрическую сумму трёх составляющих, образующих пространственную систему сил, по формуле

$$R_0 = \sqrt{R_{0B}^2 + R_{0H}^2 + R_{0O}^2}, \quad (2.37)$$

где R_{0B} , R_{0H} , R_{0O} – соответственно составляющие в плоскости движения, нормальная к ней и боковая, кН (рис. 2.4 г, д).

Составляющую R_{0O} , кН (действует обратно направлению движения), вычисляют для прямолинейных отвалов по известным формулам расчёта бульдозеров как сумму сопротивлений от резания грунта, перемещения призмы волочения, подъёма грунта вверх по отвалу, движения грунта вдоль отвала:

$$R_{0O} = 10^{-1} k_O d b \sin \delta + 10^{-3} l_O h_O^2 \gamma_T [f_T \sin \alpha (2 \cdot k_{TP})^{-1} + \\ + f \cos^2 \phi_O + f_T \cdot f \cos \alpha (2 \cdot k_{TP})^{-1}], \quad (2.38)$$

где k_O – удельное сопротивление резанию отвалом, МПа. При угле резания $\Psi_0 = 45 \dots 60$ град $k_O = 0,07; 0,11; 0,17$ соответственно для минеральных грунтов 1, 2 и 3-й категорий; b, δ – ширина и толщина срезаемой стружки, см; α – угол захвата, град.; l_O – длина и высота отвала, м; γ_T – удельный вес грунта, Н/м³ (см. табл. 2.2.); f_T, f – коэффициент трения соответственно грунта по грунту, грунта по металлу (см. табл. 2.2.); k_{TP} – коэффициент объёма призмы волочения грунта, зависящий от его связности и коэффициента разрыхления, а также отношения h_O/l_O , для $h_O/l_O = 0,15; 0,3; 0,45$; $k_{TP} = 0,75; 0,78; 0,85$ (связные грунты) и $k_{TP} = 1,15; 1,20; 1,50$ (несвязные грунты).

Определение $R_{ог}$ по формуле (2.38) приближенное, так как сопротивления суммируют без учёта их взаимного влияния. Теоретическое определение $R_{ог}$ может быть выполнено, исходя из аналитического исследования процесса копания грунта отвалом.

Для трапецидальных зачистных отвалов (рис. 2.4 д), копающих грунт главным образом на дне канала при свободном резании стружки треугольного поперечного сечения, кН,

$$R_{ог} = 10^{-3} (0,35 \dots 0,35) k_o b_d \operatorname{ctg} \alpha_k, \quad (2.39)$$

где b_d – ширина канала по дну, м; α_k – угол наклона канала к горизонту, град; $k_o = 0,06 \dots 0,08$ МПа.

Составляющую $R_{об}$ (рис. 2.4 г) с достаточной точностью определяют из условия, что равнодействующие $R_{об}$ и $R_{ог}$ перпендикулярны к касательной отвала в нижней точке:

$$R_{об} = R_{ог} \operatorname{ctg} \Psi_o. \quad (2.40)$$

Боковую составляющую $R_{об}$ из того же условия определяют по формуле

$$R_{об} = R_{ог} \operatorname{ctg} \alpha_o. \quad (2.41)$$

Для симметричного трапецидального отвала (рис. 2.4 д), зачищающего откосы и дно канала после прохода активных рабочих органов, боковые составляющие уравниваются. В формуле (2.38) $\alpha = 90$ град, l_o – длина периметра поперечного сечения канала.

А – точку приложения силы R_o для симметричного трапецидального зачистного отвала (рис. 2.4 г) можно условно принимать по высоте одной трети H_k от дна канала глубиной H_k .

Направление R_o определяют (рис. 2.4 ж) углами $d_{ог} = \arccos (R_{ог}/R_o)$; $d_{об} = \arccos (R_{об}/R_o)$; $d_{об} = \arccos (R_{об}/R_o)$.

Для бермоочистителей, кавальероразравнивателей, планировщиков с косыми отвалами точку А приложения R_o (рис. 2.4 г) находят, как указано в главе 2.5. В рабочем положении для большинства мелиоративных машин угол наклона поверхности движения к горизонту (рис. 2.4 г) ($\alpha_y < 5 \dots 10$ град, $\cos \alpha_y = 1$, а $\sin \alpha_y = \operatorname{tg} \alpha_y = i$) весьма мал, что позволяет для инженерных расчётов определять опорные реакции, считая, что $\alpha_y = 0$, т.е. как на горизонтальной поверхности (рис. 2.4 а... в).

Суммарные составляющие реакций грунта на гусеничное ходовое оборудование, кН, R_1 и дополнительную опору R_2 , 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 колёсном ходу с задним навесным активным рабочим органом (рис. 2.4 в) R_1 и R_2 определяют из уравнений равновесия $\Sigma Z = 0$ и $\Sigma M_B = 0$:

$$R_l = (G_6 x_1 + SR_B x_2 - SR_F z_1 + G_M x_3)/l_B; R_2 = G_6 - R_l + G_M + SR_B \quad (2.42)$$

где ΣR_B и ΣR_F – соответственно нормальная и параллельная к плоскости движения проекции составляющих ΣR_K и ΣR_H , определяемых по формулам (2.4) и (2.35); G_6 и G_M – силы тяжести базовой машины и навесного оборудования, кН; x_1, x_2, x_3, z_4 – плечи сил по отношению к точке В.

$$\Sigma R_B = \Sigma R_K \cos \alpha_R - \Sigma R_H \sin \alpha_R; \Sigma R_F = \Sigma R_K \sin \alpha_R + \Sigma R_H \cos \alpha_R \quad (2.43)$$

Суммарные составляющие реакции грунта на ходовое оборудование, параллельные поверхности движения:

$$F_l = R_l f_M \text{ и } F_2 = R_2 f_M \quad (2.44)$$

где f_M – коэффициент сопротивления движению машины; f_l – коэффициент сопротивления движению лыжи (табл. 2.3.).

Для машины на *гусеничном* ходу с *полунавесным* задним активным рабочим органом и зачистным отвалом (рис. 2.4 б) определяют R_l, 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_l .

Из уравнений равновесия полунавесной части $\Sigma M_A = 0, \Sigma X = 0$ и $\Sigma Z = 0$ относительно шарнира А (где приложены реакции шарнира F_{AG} и F_{AB}) найдём R_2 , кН, F_{AG} и F_{AB} :

$$R_2 = \frac{G_M \cdot (x_2 - x_a) - \sum R_l \cdot (z_1 + z_a) + \sum R_B \cdot (x_3 - x_a) + R_{OB} \cdot (x_3 - x_a) - R_{OG} \cdot (z_2 + z_a)}{x_4 - x_M + f \cdot (z_3 + z)} \quad (2.45)$$

$$F_{AG} = SR_F + f_M R_2 + R_{OG}; F_{AB} = SR_B + G_M + R_{OB} - R_2 \quad (2.46)$$

Из уравнения равновесия базовой машины $\Sigma M_A = 0$ относительно шарнира А (где приложены усилия F_{AB} и F_{AG} с обратным знаком) или относительно середины опорной поверхности $\Sigma M_O = 0$, подставим F_l из формулы (2.44) и F_{AG}, F_{AB} из формулы (2.46), получим:

$$x_D = [R_l (x_a - f_M \cdot z_a) - G_6 (x_1 + x_a) + (F_l + SR_F + R_{OG} + F_2) z_a] / R_l \quad (2.47)$$

или

$$x_D = [(\Sigma R_F + f_M \cdot R_2 + R_{OG}) \cdot z_a - G_6 \cdot x_1 + (G_M + R_{OB} + \Sigma R_B - R_2) \cdot x_a] / R_l$$

Из условия равновесия всей машины $\Sigma Z = 0$ получим

$$R_l = G_6 + G_M + \Sigma R_B + R_{OB} - R_2 \quad (2.48)$$

Если полунавесная машина работает на поверхности с уклоном $\alpha_y > 10$ град, то, пользуясь той же методикой (рис. 2.4 г), получим значения нормальных к поверхности составляющих R_l и R_2 суммарной реакции грунта и смещение x_D центра давления Д.

$$R_2 = \frac{G_M [(x_2 - x_a) \cdot \cos \alpha_y - (z_a - z_4) \cdot \sin \alpha_y] - \sum R_T \cdot (z_1 + z_a) + \sum R_B \cdot (x_5 - x_a) + R_{OB} \cdot (x_3 - x_a) - R_{OT} \cdot (z_2 - z_a)}{x_4 - x_a + f_M \cdot (z_3 + z_a)}, \quad (2.49)$$

$$R_l = (G_\delta + G_M) \cos \beta_y + R_{os} + \Sigma R_\delta - R_2; \quad (2.50)$$

$$x_\delta = \{R_l (x_a - f_M \cdot z_a) - G_\delta [\cos (x_l + x_a) - \sin \alpha_y (z_5 - z_a) + (F_l + \Sigma R_T + R_{OT} + F_2) z_a]\} / R_l. \quad (2.51)$$

Суммарные составляющие реакции в плоскости движения аналогично формуле (2.44) будут (рис. 2.3):

$$F_l = R_l f_M \text{ и } F_2 = R_2 f_M \quad (2.52)$$

Для навесной машины на **гусеничном** ходу и из условий равновесия (рис. 2.3 б, без задней опоры) $\Sigma Z = 0$, $\Sigma M_O = 0$ получим:

$$R_l = G_\delta + G_M + \Sigma R_\delta + R_{os}, \quad (2.53)$$

$$X_D = (-G_\delta x_l - \Sigma R_l z_l + \Sigma R_\delta x_5 + G_M x_2 + R_{os} x_3 - R_{os} z_3) / R_l. \quad (2.54)$$

Для машины на **гусеничном** ходу с **боковым консольным навесным рабочим органом** (рис. 2.3 в) определяют R'_Γ и R_Γ — суммарные нормальные к поверхности составляющие реакции грунта соответственно на наименее и наиболее нагруженную гусеницу, которые связаны с суммарной составляющей реакцией на базовую машину R_l зависимостью:

$$R_\Gamma = R_l \cdot (l_\delta / 2 + y_\delta) / b_\delta; \quad R'_\Gamma = R_l - R_\Gamma \quad (2.55)$$

где b_δ — ширина колеи базовой машины, м; y_δ — поперечная координата центра давления машины по отношению к оси симметрии базовой машины, м.

Уравнения (2.55) справедливы при допущении, что центр давления базовой машины лежит в одной поперечной плоскости с центрами давления обеих гусениц, что даёт небольшую ошибку (5...10%), допустимую при технических расчётах.

Реакция R_l и координаты центра давления $D - x_D$ и y_D — определяют из условий равновесия машины $\Sigma Z = 0$, $\Sigma M_x = 0$, $\Sigma M_y = 0$:

$$R_l = G_\delta + G_\Pi + G_M - \Sigma R_\delta; \quad (2.56)$$

$$y_\delta = (G_M y_2 - G_\Pi y_l - \Sigma R_\delta y_l - \Sigma R_l z_l) / (G_\delta + G_\Pi + G_M - \Sigma R_\delta); \quad (2.57)$$

$$x_\delta = (G_M x_2 + G_\Pi x_3 - G_\delta x_4 - \Sigma R_l x_l - \Sigma R_\delta z_l) / (G_\delta + G_\Pi + G_M - \Sigma R_\delta). \quad (2.58)$$

Суммарные реакции F'_I и на гусеницах $F'_Г$ и $F'_Г$ определяют по формулам (2.44), пользуясь найденными значениями R_P , R_G и $R'_{G'}$.

В формулах (2.33...2.58) знаки перед R_K , R_H , R_B , R_G изменяются на обратные, если соответствующие реакции действуют в обратную сторону (рис. 2.3).

2.1.6. Особенности тягового расчёта мелиоративных машин и выбора базовой машины

Тяговый расчёт проводят в рабочем положении при максимальной нагрузке машины и в транспортном положении.

Максимальное суммарное тяговое сопротивление, кН, определяют для полунавесных, навесных, полуприцепных и прицепных машин соответственно по формулам:

$$F = F_G + F_{оп} + F_{PO} + F_H; F = F_G + F_{PO} + F_H; F = F_G + F_H + F_{PO} + F_H; \quad (2.59)$$

где F_G , F_H , $F_{оп}$ – соответственно сопротивление перемещению базовой и прицепной машин и задней опоры, кН; F_{PO} – сопротивление перемещению рабочего оборудования (отпор), рабочий орган увеличивает общее сопротивление (+) или подталкивает машину (–), кН; F_H – сопротивление от сил инерции, разгон (+), торможение (–), кН.

Рассмотрим определение составляющих F для типичных схем мелиоративных машин (рис. 2.4 а... в).

В инженерных расчётах при $\alpha_y < 10^\circ$ град. считают $\sin \alpha_y = \tan \alpha_y = i$, а $\cos \alpha_y = 1$ и приближённо принимают для навесных машин по рисунку 2.4 а ... в и прицепной – по рисунку 2.2 а, б:

$$F_G = (R_1 + R_2) \cdot (f_M + i); F_G = R_1 (f_M + i) \text{ и } F_{оп} = R_2 (f_M + i);$$

$$F_G = R_1 \cdot (f_M + i); F_H = (R_1 + R_2) \cdot (f_M + i). \quad (2.60)$$

Если машина работает на наклонной поверхности при $\alpha_y > 10^\circ$, то при наличии задней опоры (рис. 2.4 г):

$$F_G = R_1 f_M + (G_б + G_M) \sin \alpha_y; F_{оп} = R_2 f_M \quad (2.61)$$

где R_1 и R_2 определяют по формулам (2.49), (2.50).

Если базовая машина движется по заросшей поверхности, сгибая кустарник и деревья, то прибавляется сопротивление

$$F_{дер.ср} = k_{дер.ср} \cdot (b_б + b_Г),$$

где $k_{дер.ср} = 900 \dots 1000$ Н/м, а $b_б$, $b_Г$ – ширина колеи базовой машины и гусеницы.

Сопротивление перемещению рабочих органов для машин по схемам рисунка 2.4 а... в соответственно:

$$F_{PO} = SR_{\Gamma}; F_{PO} = SR_{\Gamma} + R_{OG}; F_{PO} = SR_{\delta} + SR_{\delta} \cdot f + F_{PO}, \quad (2.62)$$

где f – коэффициент трения металла о грунт (табл. 2.2), F_{PO} – дополнительные сопротивления. Для всех машин

$$F_H = x G V_p / (g \cdot t_p \cdot 3600). \quad (2.63)$$

Движение машины с максимальной рабочей нагрузкой возможно при условии:

$$F_{к.сц} > F_{\kappa} > F, \text{ или } F_{\kappa} > F < F_{к.сц}, \quad (2.64)$$

где $F_{к.сц}$ и F_{κ} определяют по формулам (2.32) и (2.31), а F – по (2.59).

Невыполнение неравенства приводит к пробуксовке движителя или остановке двигателя.

Одна из особенностей тягового расчёта, в основном на слабых грунтах, – обязательный учёт изменчивости коэффициентов сцепления $k_{сц}$, сопротивления движению f_M и буксования d в соответствии с концепцией, изложенной в разделе 1.5.2. Неравномерность распределения давления под опорной поверхностью движителя учитывают по формуле (1.26).

Если базовая машина – трактор, для которого в характеристике приведены тяговые усилия $F_{кр}$, кН, на соответствующих передачах, то условие движения:

$$F_{кр} > F_{\kappa} - F_{\Gamma} < F_{к.сц} - F_{\Gamma}, \quad (2.65)$$

где F_{Γ} – определяют по формуле (2.60).

При выборе базовой машины для активного рабочего органа, который имеет всегда сравнительно малое сопротивление ΣR_{Γ} , вычисляемое по формуле (2.43), вследствие малого значения рабочей скорости V_p (обычно не более 1000...1500 м/ч) и малой тяговой мощности P_M , определяемой по формуле (2.12), следует руководствоваться балансом мощности (см. формулы 2.1 и 2.2).

$$P_{дв} < P_{дв.б}, \quad (2.66)$$

где $P_{дв.б}$ – номинальная мощность двигателя базовой машины.

При выборе базовой машины для пассивных рабочих органов, характеризующихся высоким значением тягового сопротивления R_{OG} (рис. 2.4 г) и рабочей скорости V_p , а следовательно, и значительной тяговой мощностью P_M , составляющей 0,8...0,9 $P_{дв}$, предварительно выбирают базовую машину по уравнениям (2.64) или (2.65). Строят тяговую диаграмму и характеристики, с учётом буксования, известными методами для определения

оптимального режима работы машины в заданных условиях. Допустимые значения коэффициента буксования k_d определяют по формуле (2.13).

Второй особенностью тягового расчёта мелиоративных машин, главным образом с пассивным или пассивно-активным рабочим органом, можно считать, при уточнённом расчёте, вероятностный характер составляющих формулу (2.64) параметров.

Вероятностная трактовка работоспособности мелиоративной машины из условия достаточности сцепления её движителя с грунтом при стационарной переменной нагруженности может быть сформулирована на основе статистической оценки возможных случайных отклонений амплитуды суммарного тягового сопротивления F' и величины касательной силы тяги по сцеплению $F_{ксы}$.

Случайные отклонения амплитуды F' вызваны неоднородным составом обрабатываемой среды, колебаниями глубины обработки, случайными нарушениями режима и др. Случайные отклонения силы тяги по сцеплению $F_{ксы}$ являются следствиями колебаний величин R_l и $k_{сы}$, а также колебаний прочностных свойств грунта трассы. При упрощённом подходе можно рассматривать F' и $F_{ксы}$ как независимые величины.

Расчёт вероятности нарушения работоспособности по условию сцепления движителя с грунтом наиболее просто получается при использовании нормального закона распределения амплитуд нагрузки и усилия по сцеплению.

Условием нарушения работоспособности в этом случае будет соотношение

$$M = F_{ксы} - F' < 0. \quad (2.67)$$

Если $F_{ксы}$ и F' распределены нормально и независимы, то согласно известным положениям теории вероятности величина M также распределяется нормально с параметрами M_{cp} и S_M , где значение M_{cp} и стандартное отклонение S_M определяются соотношением:

$$\begin{aligned} M_{cp} &= F_{ксы, cp} - F'_{cp}; \\ S_M^2 &= S_{F_{ксы}}^2 + S_{F'}^2 \end{aligned} \quad (2.68)$$

где $F_{ксы, cp}$ – средняя касательная сила тяги по сцеплению; F'_{cp} – среднее усилие сопротивления перемещению машины; $S_{F_{ксы}}^2$ – дисперсия усилия $F_{ксы}$; $S_{F'}^2$ – дисперсия усилия F' .

Значение M_p , отвечающее некоторой вероятности p , может быть определено выражением $M_p = M_{cp} + u_p S_M$, где u_p – квантиль, соответствующий вероятности p . Значение $M_p = 0$ разграничивает область отрицательных и положительных величин M , так что вероятность нарушения работоспособности определяется из равенства

$$Mp = M + u_p S_M = 0. \quad (2.69)$$

Из уравнений (2.68) и (2.69) находим:

$$u_p = -M/S_M = -(F_{к.сц.ср} - F'_{ср})/S_M \quad (2.70)$$

Введя величины условного запаса по сцеплению $n = F_{к.сц.ср}/F'_{ср}$ и коэффициентов вариации $V_{F_{сц}} = S_{F_{сц}}/F_{сц.ср}$ и $V_{F_{ср}} = S_{F'_{ср}}/F'_{ср}$, получим

$$u_p = -(n F_{к.сц.ср} - F'_{ср})/S_M = (1 - n)/(n^2 V_{F_{сц}}^2 + V_{F'_{ср}}^2)^{0.5} \quad (2.71)$$

Зная значения n и v , можно определить значение квантиля u_p и, далее, по таблице плотности нормального распределения найти вероятность нарушения условия по сцеплению.

По такой же методике возможна оценка работоспособности мелиоративной машины по условию $F_K - F' > 0$.

Кроме рабочего положения, тяговый расчёт выполняют для случая движения по горизонтальному пути с максимальной транспортной скоростью V_{max} и на предельный угол α_{np} при минимальной скорости V_{min} . Эти расчёты выполняют общеизвестными методами.

2.1.7. Особенности статического расчёта мелиоративных машин

Мелиоративные машины работают в разнообразных грунтовых условиях, на неровной поверхности со значительными уклонами с тяжёлыми 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 расчёт необходим для определения устойчивости, средних и максимальных давлений на грунт и оценки проходимости машин.

В общем случае рабочий орган расположен асимметрично (рис. 2.5 а) по отношению к плоскости симметрии I-I базовой машины, а также смещён 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. 2.3 и 2.4) будут создавать опрокидывающие моменты в вертикальных продольной $M_{опр}^{ББ}$ и поперечной $M_{опр}^{АА}$ 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, $M_{опр} = 0$ и действует только опрокидывающий момент $M_{опр}$.

Опрокидывающие моменты $M_{опр}^{ББ}$ и $M_{опр}^{АА}$ вычисляют относительно линий опрокидывания АА и ББ (рис. 2.5 а). Линия АА для машин на гусеничном ходу проходит вдоль внешнего края опорных катков наиболее на-

а – опрокидывающие и поворачивающие моменты; б – схемы к расчёту при максимальном вылете рабочего органа; в, г, д – схемы к трём случаям расчёта в транспортном положении; е – схема к расчёту горизонтальной устойчивости машин на колёсном ходу; ж – схема к расчёту удерживающего момента при повороте машины на гусеничном ходу

Для статического расчёта мелиоративных машин принято три основных расчётных положения в вертикальных (продольной и поперечной) плоскостях:

85

нию к оси симметрии базовой машины; движение по горизонтальной поверхности, прямолинейно (рис. 2.5);

переход из рабочего в транспортное положение при подъеме рабочего органа в момент максимального вылета в том же положении машины (рис. 2.5 б);

транспортное – при движении по продольному и поперечному уклонам при установке рабочего органа в сторону опрокидывания, действию ветровой нагрузки и сил инерции.

Здесь рассматривают три случая:

разгон при движении на подъем и рабочем оборудовании, повернутом под уклон, ветер – под уклон (рис. 2.5 в);

торможение при движении под уклон и рабочем оборудовании, повернутом под уклон, ветер – в сторону спуска (рис. 2.5 г);

движение с транспортной скоростью поперёк уклона с поворотом при минимальном радиусе, направленном в сторону уклона (рабочее оборудование в транспортном положении), ветер – под уклон (рис. 2.5 д).

В горизонтальной плоскости рассматривают только рабочее положение (рис. 2.3 в, снизу).

Общая методика статического расчёта мелиоративных машин предусматривает несколько последовательных этапов.

1. Определяют силы тяжести и положения центров тяжести всех узлов и агрегатов машины методами, известными из теоретической механики, или, возможно, при помощи средств вычислительной техники.

2. Определяют силы и реакции, действующие на машину в рассматриваемом расчётном положении (глава 2.1.5).

Ветровая нагрузка (сила ветра), Н:

$$F_v = p_v \cdot k_d \cdot S_v \cdot k_o = g_v \cdot v_v \cdot k_d \cdot S_v \cdot k_o / (2 \cdot g), \quad (2.72)$$

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; k_d – коэффициент лобового сопротивления (аэродинамический коэффициент), зависящий от подветренной площади и скорости ветра, $k_d = 0,45 \dots 1,2$ (для почти сплошной площади при скорости ветра $v_v = 10 \dots 20$ м/с, $k_d = 1$); k_o – коэффициент увеличения расчетного скоростного напора, $k_o = 1 + x'' k_d$ (x'' – коэффициент пульсации скоростного напора. На высоте 2...3 м от земли $x'' = 0$; k_d – коэффициент динамичности, $k_d = 1 \dots 2$); S_v – подветренная площадь, т.е. площадь проекции машины на плоскость, перпендикулярную линии действия ветра, м².

Принимая $k_d = 1$ и $k_o = 1$, получим более простую формулу, Н:

$$F_v = p_v \cdot S_v, \quad (2.73)$$

которую и следует использовать для расчётов.

Силы инерции при разгоне с места или торможении (рис. 2.5 в, г) для базовой $F_{иб}$ и навесной или полуприцепной части $F_{им}$ (Н) определяют по формулам (формула 3.14):

$$F_{иб} = x' \cdot G_б \cdot V_p / (3600 \text{ г} \cdot t_p); F_{им} = x \cdot G_м \cdot V_p / (3600 \text{ г} \cdot t_p), \quad (2.74)$$

где x' – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс трансмиссии и двигателя, $x' = 1,1 \dots 1,3$; $G_б$ и $G_м$ – соответственно силы тяжести базовой машины и навесной или полунавесной части, Н; V_p – скорость машины, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; t_p – время разгона, $t_p = 2 \dots 3$ с.

При движении по поперечному уклону с поворотом (рис. 2.5 д) центробежная сила машины $F_{иц}$, кН,

$$F_{иц} = \Sigma G_м \cdot V_p^2 / (g \cdot r_{пов}), \quad (2.75)$$

где $\Sigma G_м$ – суммарная сила тяжести машины, кН; V_p – скорость движения, м/с; $r_{пов}$ – минимальный радиус поворота, м.

3. Составляют в масштабе конструктивно-компоновочную схему машины в соответствующих расчётных положениях (рис. 2.3 и 2.5) с нанесёнными внешними силами и реакциями и определяют графически длину плеч 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 расчётном положении. Так, для наиболее сложного случая – машины с боковой навеской в рабочем положении (рис. 2.3 в) – координаты центра тяжести $O_м$ машины определяют, пользуясь известными формулами, м:

$$x_{ом} = \Sigma G_i \cdot x_i / \Sigma G_i; y_{ом} = \Sigma G_i \cdot y_i / \Sigma G_i, \quad (2.76)$$

где ΣG_i – суммарная сила тяжести узлов машины, кН; $\Sigma G_i = G_б + G_м$; x_i , y_i – координаты центров тяжести узлов по соответствующим осям, м.

Координаты $y_д$ и $x_д$ центра давления D определяют из уравнений (2.57) и (2.58). Для машин по схеме рисунка 2.4 б с задней и без задней опоры координаты центра давления определяют по формулам (2.47), (2.51), (2.54).

5. Вычисляют суммарные нормальные составляющие реакций грунта R_1 и R_2 в случае симметричной нагрузки: для машины на колёсном ходу – по формуле (2.42), на гусеничном ходу с задней опорой – по формулам (2.48), (2.45) и без задней опоры – по формуле (2.53).

Для машины с боковой консольной навеской определяют суммарные составляющие реакций $R_г$ и $R'_г$ на гусеницы по формулам (2.55) и (2.56).

6. Определяют среднее $p_{ср}$, максимальное $p_{макс}$ и минимальное $p_{мин}$ давления.

Для базовой машины (рис. 2.4 б) на гусеничном ходу при $l_6/2 > l_6/2 - x_d > l_6/3$, кПа:

$$p_{\text{ср}} = R_1/2 \cdot b_{\Gamma} \cdot l_6; p_{\text{макс}} \text{ и } p_{\text{мин}} = R_1 \cdot (1 + 6 \cdot x_d/l_6)/(2 \cdot b_{\Gamma} \cdot l_6), \quad (2.77)$$

где R_1 – вертикальная составляющая суммарной реакции грунта, кН; b_{Γ} – ширина гусеницы, м; l_6 – теоретическая длина опорной поверхности, м; x_d – продольная координата (смещение) центра давления Д от середины опорной поверхности О (см. формулы 2.47 и 2.54); знак (+) относится к $p_{\text{макс}}$, знак (–) – к $p_{\text{мин}}$.

При значительном смещении центра давления Д от середины опорной поверхности (см. главу 2.1.5) при $l_6/2 - x_d < l_6/3$ длина опорной поверхности сокращается и давления увеличиваются, кПа:

$$p_{\text{ср}} = R_1/6 \cdot b_{\Gamma} \cdot (l_6/2 - x_d); p_{\text{макс}} = R_1/3 \cdot b_{\Gamma} \cdot (l_6/2 - x_d). \quad (2.78)$$

Если машина работает на уклоне под углом $\alpha > 10$ град., то в формулах для $p_{\text{ср}}$, $p_{\text{макс}}$, $p_{\text{мин}}$ вместо R_1 , x_d ставят R'_1 , x'_d (формулы 2.50 и 2.51).

Для базовой машины на гусеничном ходу с несимметричной нагрузкой (рис. 2.4 в), где гусеницы нагружены неодинаково, расчёт ведут для наиболее нагруженной гусеницы, у которой вертикальную составляющую реакцию грунта R_{Γ} определяют по формуле (2.55), а x_d – по формуле (2.58):

$$p_{\text{ср}} = R_{\Gamma}/b_{\Gamma} \cdot l_6; p_{\text{макс}} \text{ и } p_{\text{мин}} = 2 \cdot R_{\Gamma} \cdot (1 + 6x_d/l_6)/(b_{\Gamma} \cdot l_6). \quad (2.79)$$

Для машин на колёсном ходу давление определяется давлением воздуха в шине и коэффициентом её жёсткости 1,21...1,25.

7. Оценивают конструкцию с точки зрения проходимости (глава 2.1.4).

Для машин на гусеничном ходу, передвигающихся по неосушенным и осушенным болотно-торфяным грунтам, соответственно:

$$p_{\text{макс}}/p_{\text{ср}} < 1,3 \dots 1,5 \text{ и } p_{\text{макс}}/p_{\text{ср}} < 1,6 \dots 1,8, \quad (2.80)$$

а значения среднего давления не должны превышать для неосушенных торфяников с дерновым покровом, кПа, $p_{\text{ср доп}} = 12 \dots 18$, для осушенных $p_{\text{ср доп}} = 25 \dots 30$.

Для машин на гусеничном ходу, перемещающихся по минеральным грунтам, проходимость можно оценить по коэффициенту смещения центра давления

$$k_d = x_d/l_6 > 0,2. \quad (2.81)$$

Если условия, определяемые формулами (2.75), (2.76), не удовлетворяются или значения $p_{\text{ср}} > p_{\text{ср доп}}$, то следует разрабатывать конструктивные изменения по повышению проходимости (см. главу 2.1.4).

У машин на колёсном ходу (рис. 2.4 а) для повышения проходимости необходимо использовать шины низкого давления, арочные и др. с глубоким рисунком протектора.

8. Проверяют устойчивость в вертикальной плоскости и предельные углы продольного и поперечного уклонов. Устойчивость оценивают коэффициентом запаса устойчивости

$$k_y = M_{уст} / M_{опр} > 1,25 \dots 1,50, \quad (2.82)$$

где $M_{уст}$ и $M_{опр}$ – соответственно суммарные момент 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. 2.5 а, б) рабочим органом и нагрузкой опрокидывание в вертикальной плоскости возможно только вокруг линии ББ. Поэтому для машины по схеме рисунка 2.4 а определяют:

$$M_{уст}^{ББ} = G_6 \cdot (l_6 - x_1) + SR_T \cdot z_1; M_{опр}^{ББ} = G_M \cdot (x_3 - l_6) + SR_B \cdot (x_2 - l_6). \quad (2.83)$$

Для машины по схеме рисунка 2.4 б с задней опорой:

$$M_{уст}^{ББ} = G_6 \cdot (x_1 + x_6) + \Sigma R_T \cdot z_1 + R_{ог} \cdot z_2 + R_2 \cdot (x_4 - x_6) + F'_2 \cdot z_3; \\ M_{опр}^{ББ} = G_M \cdot (x_2 - x_6) + R_{ов} \cdot (x_3 - x_6) + \Sigma R_B \cdot (x_5 - x_6). \quad (2.84)$$

Для машин по той же схеме, но без задней опоры $M_{уст}^{ББ}$ и $M_{опр}^{ББ}$ определяют по формуле (2.85), но при $R_2 = 0$ и $F'_2 = 0$.

Для машин с несимметричным относительно продольной оси рабочим органом и нагрузкой (рис. 2.4 в) опрокидывание возможно в поперечной и продольной плоскостях вокруг линий опрокидывания АА и ББ; соответственно моменты определяют:

$$M_{уст}^{АА} = G_{II} \cdot (y_3 + y_a) + G_6 \cdot y_a + SR_B \cdot (y_1 - y_a) + SR_T \cdot z_1; M_{опр}^{АА} = G_M \cdot (y_2 - y_a); \quad (2.85)$$

$$M_{уст}^{ББ} = G_6 \cdot (x_4 + x_6) + G_{II} \cdot (x_6 - x_3) + SR_B \cdot (x_6 - x_1) + SR_6 \cdot z_1 + G_M \cdot (x_6 - x_2); M_{опр}^{ББ} = 0 \quad (2.86)$$

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 расчётном положении при максимальном вылете рабочего органа и во всех трёх случаях транспортного положения, используя схемы сил, действующих на машину, указанные на рисунке 2.5 б... д. В транспортном положении, задаваясь значением k_y , согласно формуле (2.83) подставляют значения $M_{уст}$ и $M_{опр}$ в данную формулу и находят из полученных уравнений предельные значения углов продольного α_y и поперечного β_y уклонов.

Например, для схемы рисунка 2.5 в получим

$$M_{уст}^{ББ} / M_{опр}^{ББ} = k_y = 1,25 \quad (2.87)$$

или, подставляя выражения суммы моментов устойчивости и опрокидывания, получаем уравнение

$$G_6 \cdot \cos \alpha_y \cdot x_6 / [(G_6 \sin \alpha_y + F_{нб}) \cdot z_6 + (G_M \sin \alpha_y + F_{им}) \cdot z_6 + G_M \cos \alpha_y \cdot x_6 + F_v \cdot z_v] = 1,25,$$

из которого определится $\alpha_y = \alpha_y^{пр}$ для принятого $k_y = 1,25$. Силы инерции $F_{нб}$ и $F_{им}$ вычисляют по формуле (2.75), силу ветра F_v – по формуле (2.73). Плечо z_v как расстояние принимают до центра давления подветренной площади.

При движении по минеральным грунтам критерием устойчивости для машин на гусеничном ходу может быть также выражение (2.81).

Уточнённые расчёты предельных значений $\alpha_y^{пр}$ и $b_y^{пр}$ и устойчивости машин с учётом изменения момента сопротивления ведущих колёс рассматриваются в теории устойчивости трактора.

Проверка устойчивости мелиоративной машины в вертикальной продольной плоскости предполагает постоянство во времени действующих сил. Переменный характер этих сил принимается во внимание при рассмотрении машин в их наиболее опасных расчетных положениях. Современные концепции оценки работоспособности мелиоративных машин и возможности теоретических расчетов позволяют учитывать и динамические явления при движении машин по неровной поверхности грунта. Появляется необходимость оценивать колебательный стационарный процесс их движения. Общее описание движения мелиоративной машины может быть оценено в соответствии со схемой, представленной на рисунке 1.2 (см. главу 1.3 раздела 1). Аналитическое выражение динамической характеристики мелиоративной машины складывается из нескольких составляющих. Каждая из составляющих, как отдельный элемент машинного агрегата, может быть охарактеризована своей передаточной функцией. Один из очень важных и постоянно наличествующих элементов любой мелиоративной машины – базовая машина. Чаще всего – это гусеничный или колесный трактор.

Для жёсткой и полужёсткой ходовых систем, наиболее часто встречающихся у базовых машин, агрегируемых с мелиоративным рабочим оборудованием и машинами, обобщённая передаточная функция по Э. Н. Кузину может быть описана следующим выражением:

$$\Pi(s) = k/L + k \cdot (1 + e^{-as})/s \cdot L \cdot (L - l) - k_1 \cdot e^{-as}/(L - l), \quad (2.88)$$

где $k=k_1=1$ для $\Pi(s) = \Pi_{\text{ц}}(s)$ и $k=L - x_c$, $k_1=1 - x_c$ для $\Pi(s) = \Pi_z(s)$.

Здесь ходовую систему рассматривают как динамическое звено с одним входом – микропрофиль трассы – и двумя выходами: ϕ – угол продольного наклона трактора и z – вертикальное перемещение точки остова трактора с абсциссой X_c , где L – длина опорной поверхности гусеничного движи-

теля; l – координата по оси OX центра тяжести трактора, отсчитываемая от передней точки опорной поверхности гусеничного движителя.

Наряду с выражением (2.88) предлагается использовать более простое аналитическое выражение передаточной функции гусеничного трактора, которое выведено с учётом эвристического представления о его движении по неровной поверхности:

$$\Pi_r(s) = \frac{X}{X + k \cdot (L - l) \cdot s + (X - c) \cdot s^2}, \quad (2.89)$$

где X – расстояние от переднего опорного катка гусеничного движителя до элемента базовой машины, уровень колебания которой необходимо оценить; L – длина опорной поверхности гусеничного движителя; c – горизонтальная координата центра тяжести машины; $(L - l)$ – играет роль коэффициента затухания колебательного процесса; k – коэффициент пропорциональности; c – горизонтальная координата центра давления; $(X - c)$ – играет роль постоянной колебательного звена.

Для пневмоколёсного трактора выражение передаточной функции:

$$\Pi_k(s) = \frac{\alpha e^{-s(L+X)} - e^{-sX}}{\alpha - 1}, \quad (2.90)$$

где L – длина базы трактора (расстояние по горизонтали между передними и задними колёсами); X – расстояние по горизонтали от задних колёс до режущей кромки рабочего органа (в общем случае до точки, расположенной консольно относительно задней колёсной оси); $\alpha = X / (L + X)$.

9. Проверяют стабильность прямолинейного хода (горизонтальную устойчивость) для машин с несимметричной относительно оси $I-I$ (рис. 2.5 а) нагрузкой.

Горизонтальную устойчивость оценивают коэффициентом запаса горизонтальной устойчивости

$$K_y^r = M_{уд} / M_{пов} > 2 \dots 3, \quad (2.91)$$

где $M_{уд}$ и $M_{пов}$ – соответственно суммарные моменты, удерживающие и поворачивающие машину на гусеничном ходу относительно точки O (рис. 2.4 в), а машину на колёсном ходу (условно) – относительно проекции на опорную плоскость средней точки A' наиболее нагруженной оси (рис. 2.5 е).

Для машин на гусеничном (рис. 2.3 в) и колёсном ходу (рис. 2.5 е):

$$M_{пов} = \Sigma R_o \cdot y_1 + \Sigma R_r \cdot x_1. \quad (2.92)$$

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 давлений вдоль гусениц и не учитывая дифферент и поперечный наклон машины, считают, что полюсы поперечного поворота каждой гусеницы проходят через средние точки O их опорных поверхностей (рис. 2.5 ж).

При несимметричной нагрузке суммарные вертикальные составляющие реакции почвы на наиболее и наименее нагруженные гусеницы будут соответственно R_{Γ} и R'_{Γ} (рис 2.4 в). Допускаем, что поперечные силы пропорциональны нагрузке.

Для наиболее нагруженной гусеницы удельная поперечная сила $F_{\text{ср}}$ на единицу площади опорной поверхности пропорциональна среднему давлению $p_{\text{ср}}$:

$$F_{\text{ср}} = m_{\Pi} \cdot p_{\text{ср}} = m_{\Pi} \cdot R_{\Gamma} / l_{\text{б}} \cdot b_{\Gamma},$$

где m_{Π} — коэффициент сопротивления повороту, зависящий от прочностных свойств почвы, конструкции гусениц и глубины их погружения в грунт и других факторов. Для сухой вспаханной почвы $m_{\Pi} = 0,6 \dots 0,8$, для влажного суглинка $m_{\Pi} = 0,3 \dots 0,4$, для торфяников $m_{\Pi} = 0,7 \dots 1$; $l_{\text{б}}$ и b_{Γ} — соответственно длина и ширина опорной поверхности гусеницы, м.

При повороте вокруг полюса O' удельные поперечные силы $F_{\text{ср}}$ 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. 2.5 ж):

$$F'_{\Gamma} = F_{\text{ср}} \cdot b_{\Gamma} \cdot l_{\text{б}} / 2 = m_{\Pi} \cdot R_{\Gamma} / 2.$$

Момент сопротивления повороту наиболее нагруженной гусеницы (момент пары F_{Γ} или F'_{Γ}):

$$M_{\text{сопр}} = F_{\Gamma} \cdot l_{\text{б}} / 2 = m_{\Pi} \cdot R_{\Gamma} \cdot l_{\text{б}} / 4.$$

Аналогично для менее нагруженной гусеницы:

$$M'_{\text{сопр}} = m_{\Pi} \cdot R'_{\Gamma} \cdot l_{\text{б}} / 4.$$

Общий удерживающий момент (кНм) равен сумме моментов сопротивления повороту обеих гусениц:

$$M_{\text{уд}} = M_{\text{сопр}} + M'_{\text{сопр}} = m_{\Pi} \cdot l_{\text{б}} \cdot (R_{\Gamma} + R'_{\Gamma}) / 4 = m_{\Pi} \cdot l_{\text{б}} \cdot R_1 / 4, \quad (2.93)$$

где R_1 — суммарная составляющая реакций на гусеницы, см. формулы (2.55) и (2.56), кН.

Если несимметричная нагрузка $F_{\text{кр}}$ приложена на крюке трактора, то удерживающий момент, кН·м:

$$M_{\text{уд}} = m_{\Pi} \cdot l_{\text{б}} \cdot G_{\text{тр}} / 4 + F_{\text{кр}} \cdot l_{\text{кр}} \sin \alpha_{\text{кр}}, \quad (2.94)$$

где $G_{\text{тр}}$ — сила тяжести трактора, кН; $F_{\text{кр}}$ — крюковая нагрузка, кН; $l_{\text{кр}}$ — расстояние от средней точки опорной поверхности до крюка, м; $\alpha_{\text{кр}}$ — угол действия силы $F_{\text{кр}}$ по направлению движения, град.

Поворот машины на колёсном ходу с боковым консольным рабочим органом (рис. 2.5 е), с прямолинейно установленными управляемыми колёсами под действием несимметричной нагрузки можно приближённо считать поворотом вокруг точки середины задней оси A' с боковым скольжением передних колёс по дуге радиуса l_6 (рис. 2.5 е).

Удерживающий момент в этом случае определяют как момент сопротивления боковому скольжению передних колёс, нагруженных суммарной вертикальной реакцией на переднюю ось R_2 (рис. 2.5 в), вычисленной для машины с боковым консольным рабочим органом.

Из уравнений равновесия $\Sigma Z = 0$ и $\Sigma M_{B'} = 0$, считая R_1 и R_2 приложенными в точках A_1 и B_1 , кН:

$$R_2 = G_6 + G_V + \Sigma R_B - (G_6 \cdot x_1 + G_M \cdot x_2 + \Sigma R_B \cdot x_3 - \Sigma R_6 \cdot z_1) / l_6$$

и удерживающий момент, кН·м: $M_{уд} = R_2 k_{сц} \cdot l_6$,

где $k_{сц}$ – коэффициент сцепления пневмоколёс с грунтом (табл. 2.3).

Уточнённые значения момента сопротивления повороту машин на гусеничном ходу с учётом трения и скольжения грунта рассматривают в теории тракторов и строительных машин.

2.1.8. Производительность мелиоративных машин

Производительность всех мелиоративных машин может быть вычислена по общим формулам трёх видов: для машин непрерывного действия, разрабатывающих протяжённые линейные мелиоративные сооружения, обслуживающие их, вносящие, укладываемые или уплотняющие в них различные материалы (бетонная или асфальтобетонная смеси, битум, трубы, дренажные материалы и др.); для машин непрерывного действия, подготавливающих сельскохозяйственные площади к использованию (работы по удалению растительности, сплошному корчеванию, рыхлению, первичной обработке, планировке и др.); для машин циклического действия.

Условная техническая производительность мелиоративной машины непрерывного действия, разрабатывающей протяжённое мелиоративное сооружение при непрерывной работе, $m^3/ч$:

$$\Pi_T = 60 \cdot S \cdot V_p, \quad (2.95)$$

где S – площадь поперечного сечения, разрабатываемая за один проход машины, m^2 . 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, $m/мин$.

Техническая производительность, $m^3/ч$, той же машины непрерывного действия с учётом неизбежных потерь времени на холостые ходы t_x , переу-

становку рабочего органа, заглубление и выглубление t_p , установку, сцепку, приёмку материала t_y , повороты t_n

$$\Pi_T = 60 \cdot l \cdot S/t_b = 60 \cdot l \cdot S/t_b, \quad (2.96)$$

где l – длина сооружения, м; t_b – время на устройство сооружения, мин; $t_b = (t_k + t_x + t_p + t_y + t_n) \cdot z_{np}$, где t_k – время чистой работы, мин; $t_k = l/V_p$; $t_x = l_x/V_x$; l_x – длина холостого хода, м; V_x – скорость холостого хода, м/мин; z_{np} – число проходов¹.

Для машин с активным рабочим органом надо соблюдать условие:

$$\Pi_T < \Pi'_T/k_p, \quad (2.97)$$

где Π_T – производительность рабочего органа (см. формулы 2.2, 2.3, 2.7); k_p – коэффициент разрыхления (табл. 2.2).

Условная техническая производительность машины непрерывного действия, обрабатывающей площадь при непрерывной работе без выездов с участка, га/ч:

$$\Pi_T = 60 \cdot b_z \cdot V_p / 10^4,$$

где b_z – ширина захвата, м; V_p – рабочая скорость машины, м/мин.

При непрерывной работе с поворотами и выездами в конце участка, га/ч:

$$\Pi_T = 60 \cdot b_z \cdot V_p \cdot (1 - z_n \cdot t'_n / 60) / 10^4 \cdot z_{np}, \quad (2.98)$$

где z_n – число поворотов в конце участка в час; t'_n – время на один поворот, мин; z_{np} – число проходов по одному месту.

Техническая производительность той же машины с учётом неизбежных потерь времени, га/ч:

$$\Pi_T = 60 \cdot (b_z - b_{пер}) \cdot l/t_b \cdot 10^4, \quad (2.99)$$

где $b_{пер}$ – ширина перекрытия полос, м, $b_{пер} = 0,1 \dots 0,15$ м; t_b – время обработки участка, равного длине гона l , мин.

Техническая производительность машин циклического действия, разрабатывающих (укладывающих) различные материалы, м³/ч:

$$\Pi_T = V_\Gamma \cdot k_n \cdot k_T \cdot z_\Gamma / k_p = 60 \cdot V_\Gamma \cdot k_n \cdot k_T / k_p \cdot t_\Gamma,$$

где V_Γ – геометрическая ёмкость рабочего органа, м³; k_n – коэффициент наполнения геометрической ёмкости рабочего органа; k_T – коэффициент трудности разработки материала; k_p – коэффициент разрыхления (табл. 2.1); t_Γ – время цикла, мин; z_Γ – число циклов в час, $z_\Gamma = 60/t_\Gamma$.

¹ ВНИИЗеммаш предложены также зависимости $\Pi_T = f(R_{дв})$, определяемые при посредстве эмпирических коэффициентов, полученных после математической обработки результатов испытаний машин.

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{н}} + t_{\text{под}} + t_{\text{п}} + t_{\text{раз}} + t_{\text{п}}' + t_{\text{оп}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{пер}}', \quad (2.100)$$

где $t_{\text{н}}$, $t_{\text{раз}}$ – время наполнения и разгрузки рабочего органа, мин; $t_{\text{под}}$, $t_{\text{оп}}$ – время подъёма и опускания рабочего органа, мин; $t_{\text{п}}$, $t_{\text{п}}'$ – время поворота машины или рабочего оборудования для их перемещения с материалом и обратно, мин; $t_{\text{пер}}$, $t_{\text{пер}}'$ – время передвижения машины или рабочего органа с материалом и обратно, мин.

В зависимости от конструкции и организации работы машины в расчёт принимаются все или часть составляющих времени продолжительности цикла.

Обычно при разработке грунтов машинами циклического действия применяют коэффициент

$$k_{\text{гр}} = k_{\text{н}} k_{\text{п}} / k_{\text{р}}.$$

Для грунтов 1, 2, 3, 4-й категорий (табл. 2.2) соответственно $k_{\text{гр}} = 1; 0,9; 0,7; 0,5$. Тогда формула (2.100) для разработки грунтов примет вид

$$\Pi_{\text{т}} = 60 \cdot V_{\text{г}} \cdot k_{\text{гр}} / t_{\text{ц}}. \quad (2.101)$$

При обработке одиночных объектов (корчевание пней, уборка камней и др.) машинами циклического действия производительность, шт./ч:

$$\Pi_{\text{т}} = 60 / t_{\text{ц}},$$

где $t_{\text{ц}}$ – продолжительность обработки одного объекта, включая все вспомогательные операции (определяется опытным путём), мин.

Контрольные вопросы к главе 2.1

1. Каковы задачи и общий порядок расчета мелиоративных машин?
2. Дайте общую характеристику процедуры выбора и расчета основных параметров мелиоративных машин.
3. Приведите общие сведения о расчете баланса мощности мелиоративных машин.
4. Перечислите основные сведения о динамическом расчете мелиоративных машин.
5. Каковы особенности статического и тягового расчетов мелиоративных машин?
6. Что собой представляет передаточная функция гусеничного и колесного трактора?
7. Каков алгоритм тягового расчета мелиоративной машины в вероятностной постановке?
8. Какие новые возможности оценки работоспособности мелиоративных машин дает вероятностный подход к их общему расчету?

2.2. Основы теории и расчета машин с ротационными рабочими органами

2.2.1. Типы рабочих органов и выбор их основных параметров

Типы рабочих органов. Для мелиоративных машин применяют ротационные рабочие органы в основном девяти типов (рис. 2.6): каналокопателей (типы I, II, III), каналоочистителей (типы IV, V, VI), машин для сплошного удаления растительности (тип VIII), фрезерных машин для сплошной обработки торфяников (тип IX) и для первичной обработки мелиорируемых земель без оборота пласта (тип VIII), камнеуборочных машин с рыхлящим ротором.

На ротационных рабочих органах установлены режущие (копающие, рис. 2.6 а... и) элементы. Ножи-ковши (рис. 2.6 а) устанавливают на ротационные рабочие органы типа III. На двухфрезерные и однофрезерные рабочие органы типов II и IV ставят г-образные (рис. 2.6 в), прямые гребенчатые (рис. 2.6 г), а в машинах более современных конструкций – прямые (рис. 2.6 б) ножи. На однофрезерные рабочие органы каналоочистителей типа V ставят ножи-лопатки (рис. 2.6 е), а типа VI – полукруглые ножи (рис. 2.6 ж). Чашечные и тарельчатые ножи (рис. 2.6 д) устанавливают на фрезы типов I и IX. Фрезы типа VII для обработки без оборота пласта оборудуют изогнутыми ножами для измельчения кочек и дернины (рис. 2.6 з) или прямыми, а корчующие роторы типа VIII – зубьями-клыками (рис. 2.6 и).

Общие признаки всех ротационных рабочих органов – вращение относительно своей оси при поступательном перемещении параллельно поверхности разрабатываемого сооружения или обрабатываемой среды (рис. 2.6).

Теория и расчет роторов траншеекопателей, входящих в комбинированные рабочие органы каналокопателей, приведены в учебной литературе по траншейным экскаваторам.

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 каналокопателей и каналоочистителей (типы I... VI) рабочая скорость $V_p = V_k$. У рабочих органов, ось вращения которых перпендикулярна направлению перемещения (типы I, II, III, IV, VII, VIII, IX), режущий элемент, вращающийся со скоростью $V_{окр}$, совершает поступательное движение со скоростью V_p (рис. 2.7 а) параллельно оси. Траектория режущей кромки А ножа – эпициклоида или трахоида, определяемая уравнениями (рис. 2.7 а):

$$X = r(\sin \alpha_i + V_p \cdot V_{окр}^{-1} \cdot \alpha_i); \quad Y = r(1 - \cos \alpha_i), \quad (2.102)$$

где r – радиус рабочего органа по режущим кромкам ножей; α_i – текущий угол поворота режущего органа от начальной точки А.

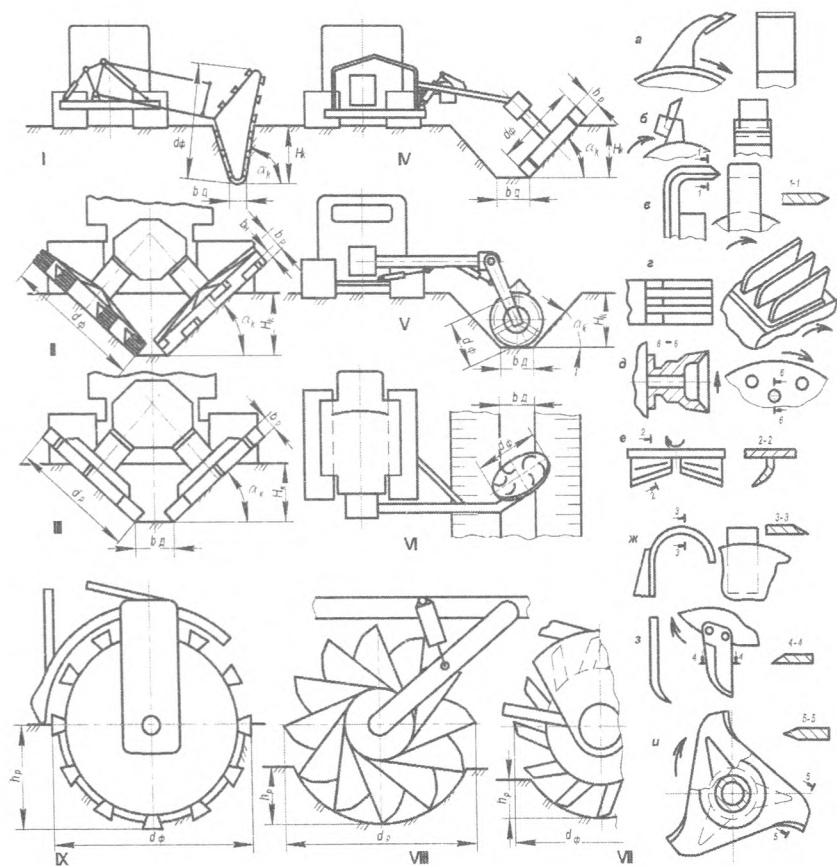


Рис. 2.6. Типы ротационных рабочих органов и схемы их навески на базовую машину: рабочие органы каналокопателей:

I – копирующая фреза; II – двухфрезерный; III – двухроторный. Рабочие органы каналочистителей: IV – однофрезерный (однороторный) с осью вращения, перпендикулярной откосу; V – однофрезерный с осью вращения, параллельной оси канала; VI – то же, наклонной к оси канала. Рабочие органы для обработки верхнего слоя почвы: 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 транспортирующими дисками

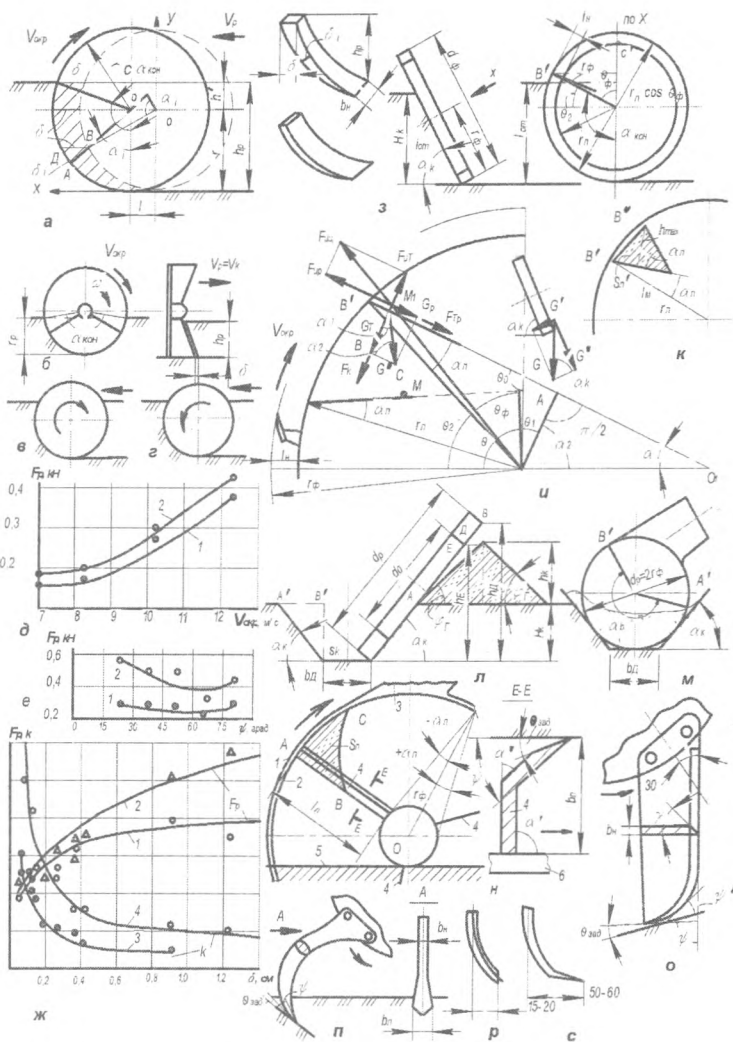


Рис. 2.7. Схемы и зависимости к выбору основных параметров ротационных рабочих органов:

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 угла резания (е) для фрез типа II...IV (1 – торф, 2 – легкий суглинок); ж – влияние толщины стружки на усилие F_p и удельное сопротивление k (типы II и IV; 1, 3 – торф; 2, 4 – легкий суглинок); з – к определению диаметра фрезы (типы II, IV); и – к определению длины лопатки (типы II, IV); к – определение площади сечения грунта на лопатке; л – к определению диаметра ротора (тип III); 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, полевого крючка (мотыги); р, с – к оптибу прямого и болотного ножей (тип VII); 1 – кожух; 2 – окружность фрезы; 3 – раструб для выброса грунта; 4 – лопатка-нож; 5 – разрабатываемый грунт; 6 – фреза

Дифференцируя уравнения X и Y , получают выражение для действительного угла γ_i наклона касательной к траектории движения ножа:

$$\operatorname{tg} \gamma_i = \frac{dy}{dx} = \frac{dy / d\alpha_i}{dx / d\alpha_i} = \frac{r \sin \alpha_i}{r (\cos \alpha_i + V_p / V_{окр})}. \quad (2.103)$$

Всегда $\gamma_i = \alpha_i - (4 \dots 6)^\circ$, что следует учитывать при выборе заднего угла резания ножа.

Благодаря движению ножа по эпициклоиде он срезает серповидную стружку переменной радиальной толщины δ_i (рис. 2.7 а):

$$\begin{aligned} \delta_i &= \overline{AB} = \overline{AO'} - \overline{BO'} = \overline{AO'} - (\overline{BC} - \overline{O'C}) = (\sqrt{\overline{OB^2} - \overline{OC^2}} - \overline{O'C}) = \\ &= r - \left[\sqrt{r^2 - (l \cos \alpha_i)^2} - l \sin \alpha_i \right] = r - \left(r \sqrt{1 - l^2 r^{-2} \cos^2 \alpha_i} - l \sin \alpha_i \right) \end{aligned}$$

где l – перемещение центра ротора за время поворота на угол α_i .

Отсюда следует, что $\delta_i \approx l_i \sin \alpha_i$. Произведением $l^2 r^{-2}$ пренебрегают из-за его малости, 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, т.е. перемещению рабочего органа за время поворота одного ножа на 90° , м:

$$\delta = V_p (60 \cdot n_p \cdot z_n)^{-1}, \quad (2.104)$$

где V_p – рабочая скорость поступательного перемещения, м/с; 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. 2.7 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. 2.7 а), что дает ошибку в толщине стружки менее 2%, вычисляют объем серповидной стружки, срезаемой одним ножом, м³:

$$\begin{aligned} V_n &= \int_0^{\alpha_{кон}} \delta_i b_n dl_1 = \int_0^{\alpha_{кон}} \delta_i \sin \alpha_i b_n r d\alpha_i = \delta b_n r \int_0^{\alpha_{кон}} \sin \alpha_i d\alpha_i = \delta b_n r \int_0^{\alpha_{кон}} -\cos \alpha_i = \\ &= \delta b_n r (1 - \cos \alpha_{кон}) = \delta b_n (r - r \cos \alpha_{кон}) = \delta b_n [r + r \cos (\pi - \alpha_{кон})] = \\ &= \delta b_n (r + h) = \delta b_n h_p = S_c b_n \end{aligned} \quad (2.105)$$

где b_n – ширина ножа, м; l_1 – длина пути; $\alpha_{кон}$ – угол контакта, для фрез типов I... IV, IX и для типов VII, VIII соответственно, град:

$$\alpha_{кон} = \arcsin[(h_p - r_\phi)r_\phi^{-1}] + 90^\circ, \quad \alpha_{кон} = \arccos[(r_\phi - h_p)r_\phi^{-1}], \quad (2.106)$$

здесь h_p – глубина копания для типов VII, VIII, IX, для типа I $h_p = H_k$, для типов II, III, IV $h_p = l_{ом} = H_k / \sin \alpha_k$, где $l_{ом}$ – длина откоса канала; H_k и α_k – глубина канала и угол откоса; r_ϕ – радиус фрезы; S_c – площадь сечения стружки, $S_c = \delta \cdot h_p$.

Для ротационных рабочих органов, ось вращения которых параллельна направлению перемещения (тип V, рис. 2.6) или наклонена к направлению перемещения под углом, отличным от прямого (тип VI), траектория режущей кромки ножа близка к винтовой линии.

Выбор основных параметров. Основные параметры мелиоративных машин следующие: окружная скорость $V_{окр}$ (м/с), рабочая поступательная скорость перемещения V_p (V_k) (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_o (м), толщина стружки δ (м), направление вращения (прямое или обратное, рис. 2.6 в, г), производительность Π_T (м³/ч).

Для всех типов рабочих органов δ определяют по формуле (2.104), S_c – по формуле (2.106), Π_T – по формулам 3.94...3.98.

Рабочая скорость перемещения для всех типов ротационных рабочих органов, м/ч:

$$V_p = \Pi_T S^{-1},$$

где Π_T – техническая производительность, м³/ч; S – площадь поперечного сечения грунта, разрабатываемого рабочим органом за один проход, м².

При увеличении V_p возрастает производительность Π_T и снижается удельная мощность $P_{уд}$. Поэтому желательно увеличивать V_p в пределах, допускаемых мощностью двигателя ($V_p < 1000$ м/ч) и производительностью (выносной способностью) рабочего органа.

Остальные параметры выбираются в зависимости от типа рабочего органа.

Тип I. Так как копирующая фреза (рис. 2.7) прокладывает каналы с крутыми откосами в пнистых и беспнистых торфяниках (табл. 2.3), то для отбрасывания грунта и измельчения древесины требуются значительные окружные скорости: $V_{окр} = 17...27$ м/с, $V_{окр} = k_0 l_o$ (м/с), где l_o – дальность отбрасывания, $l_o = 10...12$ м; k_0 – коэффициент пропорциональности, $k_0 = 1,5...2,5$.

Диаметр копирующей фрезы, м:

$$d_\phi = (2...2,2) H_k \sin^{-1} \alpha_k,$$

где H_k – глубина канала, м; α_k – угол наклона откоса к горизонту, град.

Профиль поперечного сечения фрезы соответствует заданному профилю канала (рис. 2.7), число ножей $z_n = 36...48$, диаметр ножа $d_n = 0,08...0,1$ м,

угол резания $\psi_n = 30 \dots 55^\circ$. 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 $l_0 = 5 \dots 10$ м по крайним частицам, достаточное для размещения грунта, вынутого из канала при максимальной высоте слоя разбрасываемого грунта $h_c = 10 \dots 15$ см, допускающего вспашку плугами без предварительного разравнивания, а также чистый срез растительности и перерезание корневой системы должна обеспечить определенная окружная скорость фрез. Исследования показали, что при $V_{окр} < 7$ м/с достаточное разбрасывание не достигается и толщина слоя велика. При возрастании $V_{окр}$ до $13 \dots 15$ м/с l_0 увеличивается пропорционально $V_{окр}$, 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 $V_{окр} = 7 \dots 8$ м/с для минеральных грунтов (влажность до $22 \dots 25\%$) и влажного торфа $l_0 = 5 \dots 6$ м; при $V_{окр} = 13$ м/с $l_0 = 10 \dots 12$ м, а для сухого торфа l_0 на $30 \dots 40\%$ меньше. Для чистого среза растительности и перерезания корневой системы необходимо $V_{окр} > 10 \dots 12$ м/с. Поэтому рекомендуется $V_{окр} = 8 \dots 13$ м/с, на основании зависимости, м/с:

$$V_{окр} = k_0 l_0 = (1,3 \dots 1,5) l_0, \quad (2.07)$$

где l_0 – в м.

Желательно, чтобы рабочий орган имел переменную окружную скорость. Наибольшая дальность l_0 получается при $\text{ctg } \alpha_k = 1$; при $\text{ctg } \alpha_k > 1$, $S_k > 2$ м², сильно заросших каналах и фрезеровании сухого торфа следует принимать верхние пределы $V_{окр}$, для минеральных грунтов – нижние.

Увеличение $V_{окр}$ более указанных пределов нежелательно, так как уже при $V_{окр} > 9 \dots 10$ м/с резко возрастает расход мощности (формула 2.9, где $V_2 = V_{окр}$, и формула 2.118), износ ножей, динамические нагрузки (глава 2.1) и усилие резания F_p (рис. 2.7 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. 2.7 в) во избежание падения грунта в канал и увеличения мощности на трение.

Режущие элементы (ножи) фрез для работы преимущественно в переувлажненных грунтах, где почти отсутствует скалывание, рекомендуются с прямоугольной (рис. 2.6 б) режущей кромкой (угол захвата $\alpha = 90^\circ$), так как гребенчатые (рис. 2.6 г) ножи, не оказывая рыхлящего действия, встречают увеличенное сопротивление копанию из-за больших поверхностей трения и забивания грунтом и растительностью, что частично относится и к г-образным ножам (рис. 2.6 в). Оптимальный

угол резания ножа, прорезающего узкие щели в переувлажненных грунтах (рис. 2.7 е), $\psi = 55 \dots 65^\circ$, задний угол $\theta_{\text{зад}}$ не менее $15 \dots 20^\circ$. Большие значения этих углов по сравнению с обычно принимаемыми для грунтов средней влажности объясняются упругостью переувлажненных пластичных грунтов, их выпучиванием и увеличением 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 растёт, а удельное сопротивление k снижается, а затем остается практически постоянным. Во всяком случае, чтобы лопатки не участвовали в резании грунта, $b_n = b_n + 0,02$ м (где b_n – ширина лопатки). Число ножей принимают $z_n = 6 \dots 12$; большее число ножей для больших диаметров фрез.

Как уже указывалось, с уменьшением толщины стружки δ (рис. 2.7 ж) снижаются усилия F_p и резко возрастает удельное сопротивление копанию k . Поэтому $\delta = 0,5 \dots 4$ см, но желательно (формула 2.104), чтобы $\delta = 0,6 \dots 1$ см для торфяных и $\delta = 0,4 \dots 0,8$ см для минеральных грунтов.

Диаметр фрезы d_ϕ по концам ножей (рис. 2.7 з) должен быть таким, чтобы обеспечить необходимый угол разгрузки θ_ϕ при длине l_{om} . Угол разгрузки выбирают с расчетом, чтобы грунт, выбрасываемый лопаткой, не попал обратно в канал; для этого разгрузка, которая начинается в точке В', когда наружная кромка лопатки подошла к бровке, должна заканчиваться в верхней точке С' (рис. 2.7 з). Значительное увеличение диаметра повышает габариты и вес рабочего органа и ухудшает проходимость машины (разд. 2.1). В момент начала разгрузки (рис. 2.7 з):

$$l_{om} = r_\phi + r_n \cos \theta_\phi = 0,5 d_\phi + (r_\phi - l_n) \cos \theta_\phi, H_k \sin^{-1} \alpha_k = l_{om},$$

$$2H_k \sin^{-1} \alpha_k = d_\phi + 2r_\phi \cos \theta_\phi - 2l_n \cos \theta_\phi = d_\phi (1 + \cos \theta_\phi) - 2l_n \cos \theta_\phi,$$

$$\text{откуда, } d_\phi = 2(H_k / \sin \alpha_k + l_n \cos \theta_\phi) \cdot (1 + \cos \theta_\phi)^{-1}, \text{ м,} \quad (2.108)$$

где d_ϕ – диаметр фрезы, м; r_ϕ – радиус фрезы, м, $r_\phi = 0,5 d_\phi$; H_k – максимальная глубина канала, м; α_k – угол наклона откоса к горизонту, град; l_n – длина ножа с кронштейном по радиусу, м, $l_n = 0,1 \dots 0,2$ м; r_n – радиус фрезы без ножей, $r_n = r_\phi - l_n$; θ_ϕ – угол разгрузки, $\theta_\phi = 45 \dots 70^\circ$. Для практических расчётов $\theta_\phi = 50^\circ \dots 65^\circ$, так чтобы $d_\phi = (1,35 \dots 1,65) l_{om}$ или $d_\phi = (2 \dots 2,5) H_k$.

Длина лопатки зависит от длины пути частиц грунта до момента разгрузки. Лопатки делают плоскими, и проекция лопатки на плоскость фрезы находится под углом α_n к радиусу по концам лопаток (рис. 2.7 и) r_n . Предположим, что частица грунта переместилась по лопатке из положения М в положение М₁ за время поворота фрезы на угол θ_1 между перпендикулярами $OA = OA_1 = r_0$ на оба направления лопатки.

В положении М₁ частица находится под действием центробежной силы $F_{\text{из}} = m\omega^2 r$, силы тяжести $G = mg$, кариолисовой силы $F_k = 2m\omega dl/dt$ и силы

трения F_{mp} . Разложим F_{um} на составляющие: вдоль лопасти F_{up} и тангенциальную F_{um} :

$$F_{up} = m\omega^2 A_1 M_1 = m\omega^2 (AM + l) = m\omega^2 (l_0 + l);$$

$$F_{um} = m\omega^2 r_0 = m\omega^2 r_A \sin \alpha_A,$$

где l – расстояние, пройденное частицей по лопатке. Сила тяжести G образует составляющие: в плоскости фрезы $G'' = G \sin \alpha_k = m \sin \alpha_k$, 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 $G = G'' \cos \alpha_2$ и тангенциальную $G_T = G'' \cos \alpha_1$, где $\alpha_2 = 180^\circ - (\theta_1 + \theta')$; $\alpha_1 = 90^\circ - \alpha_2$. Тогда сила трения $F_{mp} = (G_m + F_{up} - F_{um}) \operatorname{tg} \varphi_1 + G' \operatorname{tg} \varphi_2$, где φ_1 и φ_2 – углы трения частицы о лопатку и плоскость фрезы (табл. 2.3).

Дифференциальное уравнение движения частицы в общем виде:

$$m \frac{d^2 l}{dt^2} = F_{up} - G_p - F_{mp}.$$

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:

$$l_m = \left\{ A_0 (a_1 - 1) + B_0 \left[(a_2 - a_3) e^{\frac{a_4 \theta_\phi}{a_5}} + (a_2 + a_3) e^{\frac{-a_4 \theta_\phi}{a_4}} - 2a_6 \right] \right\} a_1^{-1}, \quad (2.109)$$

где $A_0 = r_A (\cos \alpha_A + \sin \alpha_A \operatorname{tg} \phi_1) - g \cos \alpha_k \omega^{-2} \operatorname{tg} \phi_2$, $r_A = r_\phi - l_n$, l_n – длина ножа с кронштейнами по радиусу, м, $r_\phi = d_\phi / 2$ (d_ϕ – диаметр фрезы по концам ножей, м); $B_0 = g \sin \alpha_k 4^{-1} \omega^2$ (ω – угловая скорость, с^{-1} , $\omega = 2\pi n_\phi$, где n_ϕ – частота вращения фрезы, с^{-1}); $a_1 = a_5^2 e^{\frac{a_4 \theta_\phi}{a_5}} + a_4^2 e^{\frac{-a_4 \theta_\phi}{a_4}}$, $e = 2,72$, θ_ϕ – угол разгрузки ($\theta_\phi = 50 \dots 65^\circ$); $a_4 = \sin 0,5(0,5\pi - \phi_1)$; $a_5 = \cos 0,5(0,5\pi - \phi_1)$; $a_2 = \cos(\theta_0 - 2\phi_1)$; $a_3 = \sin(\theta_0 + \phi_1)$; $a_6 = \cos(\theta_0 + \theta_\phi + 2\phi_1)$; θ_0 – угол между линией проекции лопатки в начале движения грунта по лопатке в момент выхода ее наружной кромки на поверхность забоя (точка В') и радиусом-вектором, проведенным в точку С' окончания разгрузки лопатки.

Из треугольника В'Д'О (рис. 2.7 и):

$$\theta_0 = \pi - \theta_\phi - \alpha_A = \pi - (0,5\pi - \theta_2) - \alpha_A = 0,5\pi - (\alpha_A - \theta_2),$$

θ_2 – угол между радиусом ОВ' и горизонтальным диаметром, $\theta_2 = 0,5\pi - \theta_\phi$. Можно определить θ_2 приближенно, считая $r_n \approx r_\phi$, и по схеме рисунка 2.7 з:

$$\sin \theta_2 \cong (l_{om} - r_\phi) r_\phi^{-1} = 2(H_k - 0,5d_\phi \sin \alpha_k) d_\phi^{-1} \sin^{-1} \alpha_k = (2H_k - d_\phi \sin \alpha_k) d_\phi^{-1} \sin^{-1} \alpha_k.$$

Длина лопатки $l \geq l_m$, но большое увеличение l может вызвать возрастание θ_ϕ . Угол разгрузки θ_ϕ уменьшается: с увеличением угла α_A , так как возрастает F_{um} , что снижает F_{mp} и облегчает разгрузку; с увеличением $V_{окр}$ и ω , так как возрастает F_{up} ; с уменьшением φ_1 и φ_2 , что снижает F_{mp} ; 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 (формула 2.108).

Увеличение угла $\alpha_{\text{л}}$ ограничивается возможностью зажима грунта между лопаткой и поверхностью забоя (рис. 2.7 и). Поэтому принимают $\alpha_{\text{л}} = 20 \dots 30^\circ$.

Ширина лопатки (средняя) $b_{\text{л}}$ (м) должна быть такой, чтобы при длине лопатки l_{max} (м), числе лопаток $z_{\text{л}} = z_{\text{н}}$, частоте вращения $n_{\text{ф}}$ (с^{-1}) был обеспечен выброс разрыхленного грунта, равный производительности $\Pi_{\text{т}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$b_{\text{л}} = \frac{V'_{\text{л}}}{S'_{\text{л}}} = \frac{\Pi_{\text{т}} k_p}{S'_{\text{л}} 3,6 \cdot 10^3 z_{\text{л}} n_{\text{ф}} i_{\text{ф}}}, \quad (2.110)$$

где $V'_{\text{л}}$ — необходимая емкость ссыпки одной лопатки, м^3 ; k_p — коэффициент разрыхления (табл. 2.3); $i_{\text{ф}}$ — число одновременно работающих фрез; $S'_{\text{л}}$ — площадь поперечного сечения грунта на лопатке, считая вдоль лопатки (рис. 2.7 к), приближенно, м^2 :

$$S'_{\text{л}} \cong 0,5 l_{\text{л}} h_{\text{max}},$$

где $l_{\text{л}}$ вычисляют по формуле (2.111); h_{max} — максимальная высота объема грунта на лопатке в момент начала разгрузки по перпендикуляру к лопатке (рис. 2.7 к). Определяется графически, считая, что поверхность грунта располагается под углом $\gamma_{\text{л}}$ к проекции лопатки; при $\alpha_{\text{л}} = 0^\circ, 20^\circ, 35^\circ$ соответственно $\gamma_{\text{л}} = 40^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, дуга ВВ' приближенно заменяется хордой.

Ориентировочно ширина лопатки $b_{\text{л}} = d_{\text{ф}}/(15 \dots 20)$. Принятая ширина лопатки фрез типа II во избежание соприкосновения фрез на дне канала шириной b должна удовлетворять условию $b_{\text{л}} < 0,5 b_{\text{д}} \sin^{-1} \alpha_{\text{к}}$, а фрез типа IV — $b_{\text{л}} \geq \delta_{\text{н}}$, где $\delta_{\text{н}}$ — 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 $V_{\text{окр}} \leq 3 \text{ м/с}$. Определяют $V_{\text{окр}}$ по формуле, м/с :

$$V_{\text{окр}} \cong (1,1 \dots 1,25) \sqrt{r_p g \sin \alpha_{\text{к}}},$$

где r_p — радиус по концам ножей, м , $r_p = d_p/2$; g — ускорение свободного падения, м/с^2 . Рабочую скорость движения вычисляют, как для машин с ротационными рабочими органами. Диаметр ротора d_p определяют из условия размещения под ротором кавальера грунта (рис. 2.7 л) без осыпания в канал. Площадь поперечного сечения $S_{\text{кав}}$ кавальера, в который перемещен грунт из половины канала площадью сечения $S_{\text{к}}$ с учетом коэффициента разрыхления k_p (табл. 2.3), составит $S_{\text{кав}} = 0,5 S_{\text{к}} k_p$. Выражая ту же площадь, как площадь равнобедренного треугольника ABC, получим

$$S_{\text{кав}} = 2 AC' \cdot BC' / 2 = h_{\text{к}} \text{ctg} \phi_{\text{Г}} h_{\text{к}} = h_{\text{к}}^2 \text{ctg} \phi_{\text{Г}},$$

где $\phi_{\text{Г}}$ — угол естественного откоса (табл. 2.2). По данным испытаний, высота кавальера

$$h_k = 0,5(h_d + h_E) - H_k = 0,5\{d_p \sin \alpha_k + [d_p + 0,5(d_p) - d_0] \sin \alpha_k\} - H_k = \\ = 0,25(3d_p + d_0) \sin \alpha_k - H_k$$

где h_d и h_E – соответственно высота точек Д и Е, определяющих окружность ножей и ротора без ножей. Приравняв это значение h_k к полученному ранее, имеем

$$h_k = \sqrt{S_{кас} \operatorname{ctg}^{-1} \phi_r} = \sqrt{0,5 S_k k_p \operatorname{ctg}^{-1} \phi_r} = 0,25(3d_p + d_0) \sin \alpha_k - H_k,$$

откуда после преобразования получим диаметр ротора, м:

$$d_p = \left[4 \left(H_k + \sqrt{0,5 S_k k_p \operatorname{ctg}^{-1} \phi_r} \right) - d_0 \sin \alpha_k \right] 3^{-1} \sin^{-1} \alpha_k, \quad (2.111)$$

где d_0 – диаметр ротора без зубьев, $d_0 \cong H_k / (0,45 \dots 0,5)$; H_k – глубина канала, м; α_k – угол наклона откоса к горизонту, град; обычно $d_p \cong (3 \dots 4) H_k$, S_k – площадь поперечного сечения канала, м:

$$S_k = b_d H_k + 0,5 A B' \cdot H_k = b_d H_k + 0,5 H_k \operatorname{ctg} \alpha_k H_k = H_k (b_d + H_k \operatorname{ctg} \alpha_k).$$

Так как ротор транспортирует грунт между ножами-ковшами (рис. 2.6 а), имеющими ширину ротора b_p , то производительность Π_T (м³/ч) будет определяться объемом кольца $0,25\pi(d_p^2 - d_0^2)b_p$ и частотой вращения ротора n_p (с⁻¹), откуда, м:

$$b_p = \frac{4\Pi_T}{3,6 \cdot 10^3 \pi (d_p^2 - d_0^2) n_p k_H i_p}, \quad (2.112)$$

где k_H – коэффициент заполнения межножевого пространства, учитывающий объем самих зубьев-ковшей, $k_H = 0,52 \dots 0,55$; i_p – число роторов.

Режущие элементы – ножи-ковши шириной $b_n = b$ и высотой по радиусу $l_n = 0,5(d_p - d_0)$, м. Число ножей $z_n = 8 \dots 10$ (для $d_p = 2,5 \dots 4$ м). Угол резания $\psi = 30 \dots 55^\circ$, заострения $\gamma = 10 \dots 15^\circ$, угол захвата $\alpha = 90^\circ$. Толщина стружки составляет $0,5 \dots 6$ см (формула 2.104). Желательно увеличивать δ для снижения k_f . Направление вращения – прямое.

Типы V и VI. Их применяют только для очистки дна каналов (рис. 2.7 б). Окружную скорость $V_{окр}$ вычисляют по формуле (2.107). Она должна обеспечить выброс грунта наносов из каналов глубиной до 3 м и дальность отбрасывания от бровки на $l = 5 \dots 10$ м; $k_0 = 1,5 \dots 2,5$; $V_{окр} = 10 \dots 25$ м/с. Диаметр фрезы $d_\phi = b_d / \operatorname{tg}(0,5\alpha_k)$ или графически (рис. 2.7 м), вписывая окружность фрезы в профиль поперечного сечения канала с точками касания в нижней части откосов и на дне канала. В большинстве случаев $d_\phi = 0,5 \dots 1,2$ м. При большей ширине по дну следует использовать вспомогательные пассивные открьлки для очистки всей нижней части сечения канала, чтобы не подрезались откосы $b_d > 0,4$ м.

Размеры ножей-лопаток и их расположение (число ножей-лопаток $z_{нл} = 2 \dots 3$, большие значения для $d_\phi > 0,5$ м) должны обеспечивать минимальную энергоемкость резания и отбрасывания грунта, максимальную

производительность и компактность струи грунта, отбрасываемой 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 2.7 н, и образует призму на всю ширину лопатки b_n с площадью сечения вдоль лопатки фигуры ABC. Для увеличения компактности струи грунта нужно, чтобы центр тяжести объема ссыпки в момент выброса в раструб располагался ближе к кожуху, для чего рекомендуется ширину лопатки увеличивать до $b_n = 0,15 \dots 0,2$ м. Нижний предел для малых скоростей V_p , верхний – для $V_p > 700$ м/ч.

Чем меньше ширина лопатки, тем больше требуется мощность вследствие просыпания грунта и увеличения сопротивления вращению. Максимальную ширину лопатки, см, исходя из обеспечения производительности Π_T (м³/ч) проверяют по формуле

$$b_n \geq 0,04 + 0,00235 \Pi_T.$$

Длина лопатки $l_n = k'' r_\phi$ (где r_ϕ – радиус фрезы; коэффициент $k'' = 0,8 \dots 0,85$). В поперечном разрезе (рис. 2.7 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 $\alpha'' = 50 \dots 55^\circ$ на высоте $(0,75 \dots 0,8) b_n$; при этом угол резания $\psi = 35 \dots 45^\circ$, задний угол $\theta_{зад} = 10 \dots 15^\circ$. Наиболее компактная струя получается при отклонении лопатки на $\alpha_n = 5 \dots 10^\circ$ назад от радиуса. При таких углах получается минимальное измельчение грунта и компактная струя с малым рассеиванием.

Толщина стружки для минеральных грунтов $\delta = 0,5 \dots 0,7$ см, для торфяников $\delta = 0,7 \dots 1,5$ см.

Направление вращения рабочих органов принимают таким, которое обеспечивает отбрасывание наносов за противоположный откос.

Расчет фрезы типа VI аналогичен типу V, при этом пренебрегается уменьшением угла захвата.

Тип VII. Он имеет различные формы ножей. *Форма и параметры ножей.* Ножи болотные для обработки болотных и задернелых луговых почв (рис. 2.6 з, 2.7 о) для обеспечения резания лезвием волокон и подрезки снизу имеют прямолинейную часть и отгиб снизу на 50...60 мм (рис. 2.7 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 $l'_n = 2d$, а ширину захвата отогнутой части $0,5(l'_n - l'_o)$, где l'_o – расстояние между концами отгибов ножей соседних рядов, $l'_o = 1,5$ см. Лезвие отклонено от радиуса на 30° . Угол заострения лезвия $\gamma = 20 \dots 25^\circ$. Задний угол $\theta_{зад} = 7 \dots 8^\circ$, $\psi = 90 \dots 100^\circ$, толщина ножа $\delta_n = 8 \dots 12$ мм. Ножи прямые (с небольшим отгибом) на 15...20 мм (рис. 3.7 о) применяют для улучшения пастбищ, разделки дернины после вспашки, обработки заросших почв, $\psi = 80 \dots 90^\circ$, $\theta_{зад} = 7 \dots 8^\circ$.

Ножи в виде полевого крючка для обработки незадернелых почв имеют углы резания $\psi = 30 \dots 35^\circ$ (рис. 3.7 п), ширину лапы $b_n = 30$ мм, а стойки ножа $b_n = 15 \dots 20$ мм.

Число ножей в одной плоскости (секции) $z_n = 6 \dots 12$. Число секций $6 \dots 12$. Длина ножей $l_n = 0,1 \dots 0,2$ м.

Окружную скорость фрезы в зависимости от требуемого измельчения (толщины стружки δ) и типа почв принимают $V_{окр} = 6 \dots 12$ м/с, вращение обычно обратное. При обработке мохового болота под посев, лугоболотной связной дернины, осоковых кочек болотными ножами $V_{окр} = 6 \dots 9$ м/с (при $\delta = 0,05 \dots 0,1$ м), супесей, суглинков (стерни), легкой дернины $V_{окр} = 4 \dots 6$ м/с.

Размеры стружки в зависимости от требуемого измельчения и грунта $\delta = 0,04 \dots 0,3$ м (формула 2.104). По данным, полученным в полевых условиях, при обработке супесей, суглинков (стерни), легкой дернины со скоростью $V_{окр} = 5 \dots 6$ м/с $\delta = 0,06 \dots 0,2$ м и более (меньшие цифры для более тяжелых грунтов), а болотно-торфяных грунтов с дерниной и кочками $\delta = 0,04 \dots 0,08$ м. Ширина стружки $b_n = 0,09 \dots 0,12$ м (расстояние между секциями барабана) в зависимости от z_n , δ и $V_{окр}$. По этим значениям можно выбирать поступательную скорость V_p (формула 2.104), которая может достигать 4000 м/ч; V_n и S_c (формулы 2.105 и 2.106). Ширина захвата фрез $b_\phi = 0,9 \dots 2$ м. Диаметр барабана по концам ножей $d_\phi = 0,6 \dots 1$ м, глубина обработки $h_p = 0,1 \dots 0,4$ м.

Тип VIII. Рабочими органами этого типа корчуют пни и другую растительность на торфяниках; глубина корчевания до $h_p = 0,4$ м, диаметр корчующего ротора $d_p = (3,2 \dots 3,5)h_p$; ширина захвата $b_p = 2,5 \dots 3$ м при тяговом классе трактора 60 кН. Диаметры других роторов: съемного $d'_p = (0,75 \dots 0,8)d_p$, транспортирующих $d''_{pT} = (0,4 \dots 0,45)d_p$; $d'''_{pT} = (0,3 \dots 0,32)d'_p$; $d''''_{pT} = (0,22 \dots 0,25)d'_p$. При пнистости 3% окружная скорость корчующего ротора $V_{окр} = 1 \dots 1,5$ м/с.

Поступательная рабочая скорость в зависимости от грунта и пнистости $V = 100 \dots 2500$ м/ч.

Число зубьев-клыков (рис. 2.6 и) $z_n = 36 \dots 45$, в одной плоскости $z_n = 3$. Толщину стружки определяют по формуле (2.104), направление вращения – прямое.

Тип IX. Эти рабочие органы применяют для переработки торфа с толщиной слоя более 1 м без камней, но с кустарником высотой $2 \dots 6$ м, диаметром стволов $0,1 \dots 0,12$ м и погребенной древесины ($\geq 3\%$), пнями высотой до $0,1 \dots 0,12$ м, а также для обработки минерального грунта, но на меньшую глубину.

Диаметр фрезы, м, $d_\phi = (1,4 \dots 2)h_p$, где h_p – максимальная глубина обработки, м, $h_p = 0,25 \dots 0,5$, исходя из необходимости измельчения корней древесины и грунта в пахотном слое (большие значения h_p для торфа).

Ширина захвата фрез $b_\phi = 1,7 \dots 2$ м. Окружная скорость $V_{окр}$ зависит от требуемого измельчения. По опытным данным, размер кусков измельченной древесины должен быть не более $a_{cp} = 0,1$ м, длина – не более 0,2 м, а части-

цы почвы – 0,001...0,01 м (при $a_{cp} < 0,05$ 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 степени измельчения, толщина стружки, мм:

$$a_{cp} = a_1 a_2 a_3 V_{окр}^{-a} \delta,$$

где a и a_i – 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, $a_3 = 1$ для прямого и $a_3 = 1,7...2,1$ для обратного вращения. При прямом вращении a_{cp} получается меньше, так как частицы прижимаются к плите, а не к упругому торфу или грунту.

Направление фрезерования прямое (рис. 2.7 в) при значительном измельчении ($a_{cp} < 100$ мм) или обратное при меньших требованиях к измельчению ($a_{cp} > 100$ мм); при обратном вращении энергоемкость на 15...17% меньше.

Форма и параметры ножей. Чашечные ножи (рис. 2.6 д) 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° ; $l_n = (0,4...0,45)d_n$. Плоские (прямые) ножи имеют 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 $V_p = 500...800, 300...500, 100...300$ м/ч; число плоских ножей $z'_n = 2$; дисковых $z'_n = 1$; точное число находят по формуле (2.104), а δ – максимальное в соответствии с a_{cp} . 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 тёрлась о грунт и древесину. Для чашечных ножей, м/ч:

$$V_p \leq 0,5 l_n d_n z_n n \cdot 60 \cdot h_p^{-1},$$

где n – частота вращения, мин⁻¹

Общее число ножей z_n для рабочих органов типов VII, VIII, IX должно быть проверено по выносной способности фрезы:

$$P_T \cdot 60^{-1} = z_n n \delta b_n h_p, \quad (2.113)$$

где P_T – производительность, м³/ч; n – мин⁻¹; линейные размеры параметров – в м.

2.2.2. Баланс мощности машин с ротационными рабочими органами

Мощность привода и двигателя вычисляют по формулам (2.1 и 2.2), мощность на передвижение P_m – по формуле (2.12); P_b и P_u – по формулам (2.13 и 2.14). Мощность на привод дополнительных устройств определяют по формуле (2.15). Для большинства машин (кроме типа VIII) $P_T = 0$; $\eta_p = 0,7 \dots 0,8$; $\eta_{po} = \eta_{nep} = \eta_n = 0,75 \dots 0,85$.

Определение мощности на привод рабочего органа P_{po} (формула 2.1) имеет особенности в зависимости от положения его оси вращения.

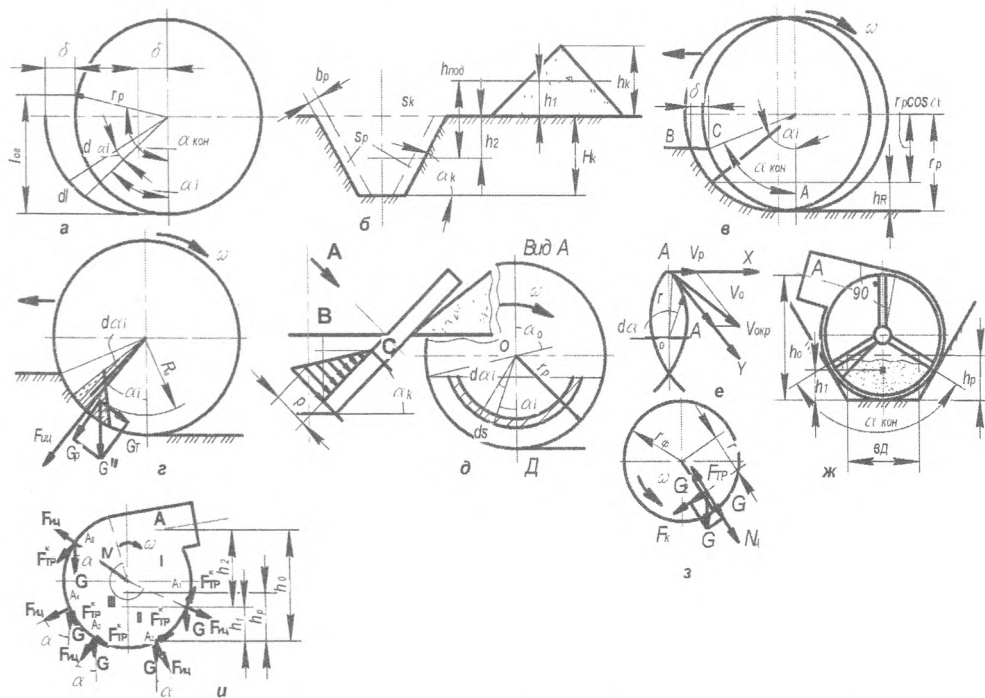


Рис. 2.8. Схемы к расчету баланса мощности машин
с ротационными рабочими органами:

а – к определению P_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, но 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

$$P_k = i_\phi P'_k + P''_k, \quad (2.114)$$

где i_ϕ – число фрез.

Для рабочих органов типов I и IV: $P_k'' = 0$. Усилие резания одного ножа на бесконечно малом участке стружки длиной dl , соответствующем элементарному углу поворота $d\alpha$ (рис. 2.8 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 (формула 2.104).

Подставляя значение k_i по формуле (2.8), где $\delta = \delta_i$, получим

$$F_n = k_i (\delta_i / \delta \sin \alpha_i)^\varepsilon k_\psi k_\theta k_\alpha k_I b_n \delta \sin \alpha_i,$$

где $k_\psi, k_\theta, k_\alpha, k_I, k_l$ – (табл. 2.1).

За один оборот на участке, соответствующем $\alpha_{\text{кон}}$, один нож совершит работу

$$\begin{aligned} A_n &= \int_{l_1}^{l_2} F_n dl = \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} F_n r_\phi d\alpha_i = k_l (\delta_i / \delta)^\varepsilon k_\psi k_\theta k_\alpha k_I b_n r_\phi \delta \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} \sin^{1-\varepsilon} \alpha_i d\alpha_i = \\ &= 2^{1-\varepsilon} (1 - 0,5 \cdot \varepsilon)^{-1} k_l (\delta_i / \delta)^\varepsilon k_\psi k_\theta k_\alpha k_I b_n r_\phi \delta \sin^{2-\varepsilon} \alpha_{\text{кон}} 0,5 \end{aligned}$$

Учитывая, что $P_k = i_\phi A_n z_n n \cdot 60^{-1} \cdot 10^{-3}$, где i_ϕ – число фрез, $z_n = z_n'$ – число ножей на фрезе, n – частота вращения, мин⁻¹:

$$V_p = V_k = \delta z_n n \cdot 60^{-1}, \quad \sin(0,5 \cdot \alpha_{\text{кон}}) = (0,5 \cdot H_k \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \alpha_k} \cdot r_\phi^{-1})^{0,5},$$

где H_k – глубина канала; α_k – угол наклона откоса к горизонту; $r_p = r_\phi$ – радиус фрезы по концам ножей; $\sin \alpha_k = \left(\sqrt{1 + \text{ctg}^2 \alpha_k} \right)$, после преобразований получим мощность для привода одной фрезы, кВт:

$$P_k' = \frac{10^{-3} k_l k_\psi k_\theta k_\alpha k_I b_n (4 r_\phi V_k)^{1-\varepsilon} (\delta_1 z_n V_{\text{окр}} / \pi)^\varepsilon \left(\frac{H_k \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \alpha_k}}{2 r_\phi} \right)^{1-\frac{\varepsilon}{2}}}{i_\phi (1 - 0,5\varepsilon)}, \quad (2.115)$$

где k_l – в МПа; $k_\psi, k_\theta, k_\alpha, k_I$ определяют по таблице 2.1; V_k и $V_{\text{окр}}$ – в м/с; все линейные размеры – в м.

Объем обрушенного грунта на 1 м канала можно определить как $S_k - S_{P_k}$. Поэтому, учитывая соотношение объемов обрушения и непосредственной разработки, получим, кВт:

$$P_k'' = i_\phi P_k' (S_k - S_{P_k}) S_p^{-1} \Delta \Delta', \quad (2.116)$$

где S_k и S_{P_k} – соответственно площади поперечного сечения канала и части сечения, разрабатываемой фрезами (формула 2.118); Δ – коэффициент, характеризующий снижение удельного сопротивления копанью после обрушения; Δ' – коэффициент, определяющий часть грунта, которая после обрушения подвергается переработке; $\Delta \cdot \Delta' = 0,65; 0,56; 0,51; 0,49; 0,47$; соответственно для $\text{ctg} \alpha_k = 0,6; 0,75; 1; 1,25; 1,5$.

Мощность на разгон грунта вычисляют по формуле (2.9), мощность на подъем грунта – по формуле (2.10), где средняя высота подъема грунта $h_{\text{под}}$ (без учета разбрасывания) (рис. 2.8 б). Считая, что в среднем грунт поднимается от поверхности до половины высоты h_k кавальера $h_1 = 0,5h_k = (3d_p + d_0) 0,25 \cdot 0,5 \sin \alpha_k - 0,5H_k$ (формула 2.111), 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 $h_2 = H_k - 0,5H_k S_p S_k^{-1}$, где S_p и S_k – 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:

$$h_{\text{под}} = \frac{3d_p + d_0}{8} \sin \alpha_k + \frac{H_k}{2} \left(1 - \frac{S_p}{S_k} \right). \quad (2.117)$$

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:

$$h_{\text{под}} = r_{\phi} \sin \alpha_k - \left(1 - \frac{S_p}{S_k} \right) \cdot \frac{H_k}{2} - 2r_{\phi} \sin \alpha_k \sin^2 \frac{\alpha_{\text{кон}}}{6}. \quad (2.118)$$

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:

$$h_{\text{под}} = \frac{3d_p + d_0}{8} \sin \alpha_k - \frac{H_k}{2} + \frac{H_k}{2} = \frac{3d_p + d_0}{8} \sin \alpha_k, \quad (2.119)$$

та же формула для рабочих органов типа I.

Мощность на преодоление трения в общем случае складывается из пяти составляющих на трение грунта: на лопатках (ножах-ковшах) по поверхности забоя (дуги контакта) P_{TP}^I , откоса P_{TP}^{II} , по лопатке P_{TP}^{III} , по поверхности фрезы P_{TP}^{IV} и обрушающегося грунта по поверхности фрезы (ротора) P_{TP}^V :

$$P_{TP} = P_{TP}^I + P_{TP}^{II} + P_{TP}^{III} + P_{TP}^{IV} + P_{TP}^V. \quad (2.120)$$

Если V_a , V_a^I , V_a^{II} – объемы грунта на лопатке в момент выхода из забоя, за счет обрушения и срезанный ножами (который условно можно считать срезанный лопаткой), то $V_a = V_a^I + V_a^{II}$; считая, что V_a пропорционален площади сечения канала S_k , а V_a^{II} – площади, непосредственно разрабатываемой фрезами частью сечения S_p (формула 2.118):

$$V_a^{II} / V_a = S_p / S_k, \text{ или}$$

$$V_a^{II} = \frac{S_p V_a}{S_k} = a^I V_a; \quad V_a^I = V_a - V_a^{II} = V_a (1 - a^I).$$

Объем грунта, срезанный ножами при повороте на углы α_i (рис. 2.8 в) и $\alpha_{\text{кон}}$ (V_l), пропорционален площадям фигур $S_{Aod} = \delta h_p = \delta (r_p - r_p \cos \alpha_i) = \delta r_p (1 - \cos \alpha_i)$ и $S_{ACB} = \delta r_p (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})$, $S_{Aod} = S_{ACB} (1 - \cos \alpha_i) (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})^{-1}$. Отсюда объем грунта на лопатке при повороте на угол α_i :

$$V_\alpha = V_l^{\text{II}} (1 - \cos \alpha_i) (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})^{-1} + V_l^{\text{I}} = a^I V_l (1 - \cos \alpha_i) (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})^{-1} + V_l (1 - a^I),$$

так как весь объем обрушенного грунта V_l^{I} на лопатке не зависит от угла α_i . Масса грунта с учетом разрыхления $m_\alpha = V_\alpha / k_p$ прижимается к поверхности забоя силой $F = F_{\text{из}} + G$ (рис. 2.8 г), где $F_{\text{из}}$ – центробежная сила, $F_{\text{из}} = m_\alpha \omega^2 R_0$ (рис. 2.8 г), а G – радиальная составляющая веса $G = G'' \cos \alpha_i = m_\alpha g \sin \alpha_k \cos \alpha_i$ (рис. 2.7 и), R_0 – радиус центра тяжести объема грунта V_α (рис. 2.8 г), который условно считают постоянным, определяя графически в момент, когда $\alpha_i = \alpha_{\text{кон}}$ (начало разгрузки); G'' – составляющая веса в плоскости наклонной фрезы (для увеличения надежности расчета сила трения о лопатку и кариолисова сила не учитываются). Работа силы трения $F_{\text{TP}} = F_n f_r$ одной лопатки на дуге, соответствующей углу контакта $\alpha_{\text{кон}}$:

$$A_{\text{TP}} = \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} F_n f_r dl = \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} F_n f_r r_p d\alpha_i,$$

где f_r – коэффициент трения грунта по грунту (табл. 2.2); r_p – радиус ротора (фрезы).

Мощность, кВт, и производительность Π_p , м³/ч:

$$P_{\text{TP}}^{\text{I}} = A_{\text{TP}}^{\text{I}} n_p z_n i_p 60^{-4}; \quad \Pi_p = 60 \cdot V_l z_n n_p k_p^{-1}, \quad (2.121)$$

где n_p – частота вращения ротора, мин⁻¹; z_n – число ножей (лопаток), $z_n = z_p$; i_p – число роторов (фрез); A_{TP}^{I} – в Дж; V_l – в м³; k_p – коэффициент разрыхления (табл. 2.2). После подстановки и интегрирования, кВт:

$$P_{\text{TP}}^{\text{I}} = \frac{\gamma_l f_r r_p \Pi_p}{3,6 \cdot 10^6 g (1 - \cos \alpha_{\text{кон}})} [\omega^2 R_0 a' (\alpha_{\text{кон}} - \sin \alpha_{\text{кон}}) + g \sin \alpha_k (\sin \alpha_{\text{кон}} - 0,5 \alpha_{\text{кон}} - 0,25 \sin 2\alpha_{\text{кон}}) + (1 - a') (1 - \cos \alpha_{\text{кон}}) (\omega^2 R_0 \alpha_{\text{кон}} + g \sin \alpha_k \sin \alpha_{\text{кон}})] \quad (2.122)$$

Для типа III $P_{\text{TP}}^{\text{I}} = 0$, так как основная масса грунта прижимается центробежной силой и силой тяжести к поверхности ножей-ковшей (рис. 2.6 а), а не к забою. Грунт прижимается к поверхности откоса силой $G^{\text{I}} = G \cos \alpha_k = m_\alpha g \cos \alpha_k$ (рис. 2.7 и). Работа силы трения $F_{\text{TP}}^{\text{II}} = G_1 f_r$ одной лопатки на дуге, соответствующей углу $\alpha_{\text{кон}}$:

$$A_{\text{TP}}^{\text{II}} = \int_0^{\alpha_{\text{кон}}} G_1 f_r r_p d\alpha_i.$$

Находя мощность и производительность по формуле (2.121), после подстановки и интегрирования получим, кВт:

$$P_{TP}^{II} = \frac{\gamma_{\Gamma} f_{\Gamma} \Pi_T r_p \cos \alpha_k}{3,6 \cdot 10^6 (1 - \cos \alpha_{кон})} \cdot \left\{ [1 + (1 - a)(1 - \cos \alpha_{кон})] \sin \alpha_{кон} - 0,5 \alpha_{кон} - 0,25 \sin 2 \alpha_{кон} \right\}. \quad (2.123)$$

где γ_{Γ} – удельный вес грунта, Н/м³ (табл. 2.2); ω – угловая скорость, с⁻¹; α_k и $\alpha_{кон}$ – в град или рад; линейные размеры – в м.

Для типов II и IV $P_{TP}^{II} = 0$, так как трение грунта об откос отсутствует. Расход мощности на трение о лопатки P_{TP}^{III} и о поверхность фрезы P_{TP}^{IV} , разрушение грунта торцами лопаток и сопротивление воздуха фрезой (всего 3...4% от P_{TP}) учитываются в практических расчетах значением КПД фрезы, $\eta = 0,7...0,8$.

Мощность на преодоление трения обрушающегося грунта по поверхности фрез (роторов) P_{TP}^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 ВС, параллельную дневной поверхности. Поверхность контакта обрушенного грунта – круговой сегмент СДС (рис. 2.8 д), 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 является цилиндром, срезанным по плоскости ВС. Выделив на поверхности элементарное кольцо (заштриховано) радиусом r и толщиной dr , получим элементарный момент трения:

$$dM_{TP} = r dF_{TP} = r p f dS = r h_i \gamma_{\Gamma} \cos \alpha_k f 2r dr d\alpha;$$

$$h_i = (r \cdot \cos \alpha - r_{\phi} \cos \alpha_0) \sin \alpha_k,$$

где α_0 – центральный угол, определяемый линией СС пересечения поверхности ротора с уровнем обрушившейся массы грунта.

Тогда элементарная мощность на трение

$$\begin{aligned} dP_{TP}^V &= 10^{-3} dM_{TP} \omega = 10^{-3} \omega \sin \alpha_k \cos \alpha_k \gamma_{\Gamma} r (r \cos \alpha - r_p \cos \alpha_0) r dr d\alpha = \\ &= 10^{-3} \sin 2 \alpha_k f \gamma_{\Gamma} (r \cos \alpha - r_p \cos \alpha_0) r^2 dr d\alpha. \end{aligned}$$

После двойного интегрирования в пределах по r от $r_{\phi} \cos \alpha_0$ до r_{ϕ} и по φ в пределах от 0 до $\alpha_0 = 70^\circ$ получим максимальное значение P_{TP}^V , кВт:

$$P_{TP}^V = \frac{f \cdot \gamma_{\Gamma} \cdot r_p^4 \cdot \omega \cdot \sin 2 \alpha_k}{9,5 \cdot 10^3},$$

где f , γ_{Γ} принимают по таблице (2.2); r_p – в м; ω – в с⁻¹; α_k – в град.

Мощность P_{Tr}^V будет достигать максимума после обрушения и падать до нуля перед следующим обрушением.

Машины с осью вращения рабочего органа в плоскости, параллельной оси канала (тип V). Мощность на копание. Нож-лопатка фрезы срезает стружку грунта в форме сегмента (рис. 2.7 б). Толщину стружки в плоскости движения определяют по формуле (2.104). Наибольшее сопротивление резанию ножа-лопатки $F'_n = k \delta h_p$, где h_p – глубина обработки (рис. 2.7 б); k – удельное сопротивление копанию.

Любая точка А фрезы на расстоянии r от оси вращения О (рис. 2.8 е) при малом перемещении ее в положение A_1 будет двигаться с некоторой абсолютной скоростью V_0 :

$$V_0 = \sqrt{V_p^2 + V_{окр}^2},$$

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:

$$V_{окр} = \frac{dy}{dt} = r \frac{d\alpha}{dt}; \quad V_{пр} = \frac{dx}{dt} = V \operatorname{tg} \beta_1 = r \frac{d\alpha}{dt} \operatorname{tg} \beta_1.$$

Подставляя значения $V_{окр}$ и V_p в формулу, определим:

$$V_0 = \sqrt{\left(r \frac{d\alpha}{dt} \operatorname{tg} \beta_1\right)^2 + \left(r \frac{d\alpha}{dt}\right)^2} = r \frac{d\alpha}{dt} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1} = r \frac{d\alpha}{dt} \sqrt{1 + \left(\frac{V_p}{V_{окр}}\right)^2}.$$

Элементарные перемещения точки А по осям $dy = r \cdot d\alpha$; $dx = dy \operatorname{tg} \beta_1 = r \cdot d\alpha V_p V_{окр}^{-1}$ и суммарное

$$dl = \sqrt{(dx)^2 + (dy)^2} = rd\alpha \sqrt{1 + (V_p V_{окр}^{-1})^2}.$$

Так как для фрез $(V_p V_{окр}^{-1})^2 < 0,0002$, то можно, заменяя винтовое движение вращательным, принять приближенно:

$$V_0 \cong r \frac{d\alpha}{dt}; \quad dl \cong rd\alpha.$$

Принимая приближенно, что равнодействующая сил сопротивления резанию приложена на расстоянии $r \cong r_\phi \cdot 2/3$ от центра вращения и угол контакта $\alpha_{кон} = \pi \cdot 7/8$ рад, найдем работу фрезерования одним ножом:

$$A_n = \int_0^{\alpha_{кон}} F_n^I dl \cong k \delta h_p \int_0^{\frac{7}{8}\pi} \frac{2}{3} r_\phi d\alpha = \frac{7}{8} \pi r_\phi k \delta h_p.$$

Принимая во внимание формулы (2.121) и (2.104) и подставляя значение работы одного ножа A_n , получим при $i_p = 1$, кВт:

$$P_k \cong \frac{7\pi r_\phi k \delta h_p n_p z_n}{12 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 60} = \frac{7\pi r_\phi k h_p V_p 10^6}{12 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 60} = \frac{r_\phi k h_p V_p}{1,96}, \quad (2.124)$$

где k – в МПа, $k = 0,3 \dots 0,4$ (минеральный грунт) и $0,15 \dots 0,2$ (торф); r_ϕ – в м; V_p – в м/ч; $h_p = h_n = S_n b_d^{-1}$, h_n – условная высота наносов, м; S_n – площадь поперечного сечения наносов, м²; b_d – ширина канала по дну, м (рис. 2.7 м). Можно пользоваться также формулой (2.6).

Мощность на разгон и подъем грунта P_p определяют по формуле (2.9), P_n – по формуле (2.10), где высота подъема (рис. 2.8 ж):

$$h_{nod} \cong h_0 - h_1,$$

где h_0 – высота центра А направляющего раструба кожуха; h_1 – высота условной средней точки начала подъема, $h_1 \approx (0,5 \dots 0,65)h_p$, м.

Мощность на преодоление трения складывается из следующих составляющих: трения грунта по лопаткам P_{TP}^a и по внутренней поверхности кожуха P_{TP}^k . Трением по вертикальному диску фрезы пренебрегают:

$$P_{TP} = P_{TP}^a + P_{TP}^k. \quad (2.125)$$

Для определения мощности, затрачиваемой на преодоление трения грунта о лопатку P_{TP}^a , надо рассчитать относительную скорость движения частицы вдоль лопатки. Частица массой m_0 на расстоянии r от центра вращения (рис. 2.8 з), если считать, что лопатка приближенно идет по радиусу, подвергается действию следующих сил: тяжести $G = m_0 g$, центробежной силы $F_y = m_0 r \omega^2$, кориолисовой силы $F_k' = 2m_0 \omega dx / dt$ и силы трения о лопатку $F_{TP} = (G_r + F_k')f = (m_0 g \sin \alpha_0 + 2m_0 \omega dx / dt)f$. На 1 м длины лопатки приходится масса

$$m_1 = \Pi_T \gamma_f V_{cp} g^{-1},$$

где V_{cp} – средняя скорость движения грунта, $V_{cp} = V_q / 2$ (V_q – относительная скорость частицы грунта в конце лопатки).

При максимальном погружении лопатки на h_p масса будет $m_1 h_p$, а на всей длине лопатки $m_1 = m_1 h_p a_a$ (a_a – коэффициент, учитывающий, что не все частицы совершают по лопатке путь длиной h_p), $a_a = 0,4 \dots 0,6$. Так как у рабочих органов типа V (рис. 2.8 ж) копание осуществляется лопатками в нижнем положении, то G и F_y (рис. 2.8 ж) способствуют преодолению трения. Пренебрегая этими силами, считаем, что мощность расходуется только на преодоление F_{TP} . Тогда $P_{TP}^a \cong F_{TP} V_{cp}$. Полагая, что $m_0 = m_1$, $dx/dt = V_{cp}$, получаем $P_{TP}^a = (m_1 g \sin \alpha_0 + 2m_1 \omega V_{cp})f V_{cp} = \Pi_T \gamma_f h_p a_a f V_{cp} (g \sin \alpha_0 + 2\omega V_{cp}) V_{cp}^{-1}$.

Угол α_0 изменяется от 0 до 90° и от 90° до 0; при $\alpha_0 = 45^\circ$ можно пренебречь $g \cdot \sin 45^\circ$ (ошибка не более 1,5%). Тогда, кВт:

$$P_{TP}^* = \Pi_T \gamma_T f h_p a_s \omega V_q g^{-1} 3,6^{-1} \cdot 10^{-6}, \quad (2.126)$$

где Π_T – в м³/ч; γ_T – в Н/м³ (табл. 2.2); ω – в с⁻¹; $V_q = (0,7 \dots 0,85) V_{окр}$.

При отклонении лопатки назад или вперед от радиуса вместо V следует использовать $V_{\pm} = (0,7 \dots 0,85) \omega \cdot r_{\phi}$; r_{ϕ} – радиус фрезы, м; g – в м/с²; h_p – в м.

Сила трения F_{TP}^{κ} частицы о кожух обуславливается действием силы тяжести частицы $G = m_0 g$ и центробежной силы $F_{ц} = m_0 \cdot r_{\phi} \cdot \omega^2$ (рис. 2.8 и). Составляющая силы тяжести $m_0 \cdot g \cdot \cos \alpha'$ 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 $F_{TP}^{\kappa} = m_0 r_{\phi} \omega^2 f$. Элементарная работа преодоления силы трения

$$dA_{TP}^{\kappa} = F_{TP}^{\kappa} dl = F_{TP}^{\kappa} r_{\phi} d\alpha.$$

Работа определяется по формуле

$$A_{TP}^{\kappa} = F_{TP}^{\kappa} \int_0^{\alpha_0} r_{\phi} d\alpha = F_{TP}^{\kappa} r_{\phi} \alpha_0,$$

где α_0 – угол, соответствующий дуге внутренней поверхности кожуха (рис. 2.8 з), где происходит трение $\alpha_0 = 1,5\pi$, рад. Длина дуги соответствует углу в 270°. Мощность на преодоление трения о кожух $P_{TP}^{\kappa} = A_{TP}^{\kappa} \varepsilon_0 \varepsilon_1$, где ε_0 – коэффициент, учитывающий расположение центра тяжести объема грунта на лопатке, $\varepsilon_0 = 0,7 \dots 0,85$; ε_1 – коэффициент, учитывающий концентрацию частиц внутри кожуха, $\varepsilon_1 = 0,3 \dots 0,5$. Подставляя выражение работы при $m_0 = \Pi_T \gamma_T / (3600 \cdot g)$, получим, кВт:

$$P_{TP}^{\kappa} = \Pi_T \gamma_T r_{\phi}^2 \omega^2 f \alpha_0 \varepsilon_0 \varepsilon_1 3,6^{-1} \cdot 10^{-6} g^{-1}, \quad (2.127)$$

где r_{ϕ} – в м. Остальные обозначения – см. формулу (2.126).

Для машин с рабочим органом типа VI мощность рассчитывают аналогично типу V, полагая угол поворота диска к оси канала равным 90° и считая $h_{под} = r_{\phi}$; $P_{TP}^{\kappa} = 0$.

Машины с горизонтальной осью вращения рабочего органа, перпендикулярной к направлению движения (типы VII, VIII, IX). Так как для фрез типа VII $\delta \geq 0,03$ м, то P_k определяют по формуле (2.6), а для полевых крючков $(0,5 \dots 0,55)k$; при $V_{окр} > 8 \dots 10$ м/с следует принимать верхние пределы значений k для соответствующей группы грунтов. Производительность $\Pi_T = 60 \delta b_n h_p z_n n$, м³/ч; n – в мин⁻¹. По опытным данным, для фрез на тяжелой супеси (полевые крючки) $k = 0,09 \dots 0,55$ МПа соответственно для $\delta = 0,09 \dots 0,16$ м; на тяжелом суглинке влажностью 23% (болотный нож) $k = 0,13 \dots 0,1$ МПа для $\delta = 0,1 \dots 0,31$ м. При работе фрез зависимость k от δ сохраняется и для стружек $\delta > 0,03$ м.

Для неразложившихся, задернелых торфяников с кочками, где мощность расходуется главным образом на перерезание растительных волокон, P_k можно определить, исходя из сопротивления на единицу длины ножа. Работа одного ножа на длине дуги резания l

$$A_n = k'_n \delta_{cp} l = k'_n \frac{\delta h_p}{l} l = k'_n \delta h_p,$$

где k'_n – удельное усилие резания волокон на единицу длины ножа; δ_{cp} – средняя толщина стружки.

Используя формулу (2.121), получим, кВт:

$$P_k = A_n z_n n 60^{-1} 10^{-3} = k'_n \delta h_p n 60^{-1} \cdot 10^{-3}, \quad (2.128)$$

где $k'_n = (8 \dots 10) \cdot 10^3$ для осоковых кочек, $k'_n = (6 \dots 7) \cdot 10^3$, Н/м, для дернины на торфе; n – в мин⁻¹; δ и h_p – в м.

Мощность на разгон грунта P_p вычисляют по формуле (2.9), где $V = V_{рез} = (V_{окр} \pm V_p)$ м/с (знак « $-$ » при обратном вращении фрезы) и вводя в числитель коэффициент 0,75 для полевых крючков и 1 – для болотных ножей.

Ввиду малой глубины h_p мощность на подъём грунта $P_n = 0$. По опытным данным, трение ножей о дно борозды $P_{тр} \approx 0$. При обратном вращении (рис. 2.9 д) $\sum R_r$ направлена в сторону перемещения, т. е. фреза «подталкивает» базовую машину. Мощность подталкивания входит в P_{po} .

Аналогично формуле (2.6) мощность на подталкивание, кВт:

$$P_{подт} = \sum R_r V_p 3,6^{-1} \cdot 10^{-3}, \quad (2.129)$$

где $\sum R_r$ – в кН (см. формулу 2.139) при $\alpha_R = 0,5\alpha_{кон} - \arccos 0,8r_{cp}/r_\phi$ (формула 2.106); V_p – в м/ч.

P_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 $P_{подт}$.

У машин для сплошного удаления 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, $\sum R_k = 33 \dots 39$ кН. Общая мощность привода (формула 2.1) всех рабочих органов P_{po} (кВт) равна сумме мощности на привод корчующего ротора P_{po}^k и других роторов (съемного и транспортирующих: P_{po}^{C+T}). На основании формулы (2.6):

$$P_{po}^k = T\omega = \sum R_k \omega 0,5d_p = \sum R_k V_{окр},$$

где d_p – в м; ω – в с⁻¹; $V_{окр}$ – в м/с;

$$P_{po}^{C+T} = (0,6 \dots 0,7) P_{po}^k.$$

Направление вращения – прямое.

по формуле (2.9), где $V = V_{окр}$, а $\rho = (1 - k_{ин} - k_{др})\rho_T + (k_{ин} + k_{др})\rho_{др}$; ρ_T – плотность торфа (табл. 2.2); $\rho_{др}$ – плотность древесины; $\rho_{др} = 612 \dots 815 \text{ кг/м}^3$.

Мощность на подъем P_n и трение массы о направляющие и охватывающие поверхности и дно борозды под действием тяжести $P_{тр}$ составляет 1...2%, поэтому $P_{тр} \cong 0$ и $P_{тр} \cong 0$.

Мощность на трение массы под действием центробежной силы $P_{тр} = x \cdot P_k$, где для чашечных ножей $x = 0,07 \dots 0,08$; $0,14 \dots 0,15$; $0,20 \dots 0,22$ для значений $V_{окр} = 8 \dots 10$, $12 \dots 15$, $18 \dots 20 \text{ м/с}$.

2.2.3. Определение мощности двигателя с учетом динамических нагрузок

Для каналокопателей, особенно с активными рабочими органами, характерны резкие динамические нагрузки, которые влияют не только на уровень нагруженности элементов трансмиссии, но и на загрузку двигателя (его выходные показатели, особенно по мощности).

Рассмотрим более подробно методику оценки мощности двигателя мелиоративного каналокопателя с учетом динамических нагрузок, действующих на рабочем органе. Основной режим работы для оценки мощности – установившийся режим.

Для большинства мелиоративных каналокопателей расчетные динамические схемы могут быть представлены двухмассовой динамической системой (рис. 2.10). Такое упрощение часто выполнимо путем эквивалентного преобразования более сложных схем (рис. 2.2).

Предлагаемый подход вполне оправдан, когда выходной является только одна функция – момент на двигателе. Спектральная плотность нагрузки на двигателе $S_{дв}(\omega)$ при представлении системы привода по схеме «вход (нагрузка на рабочем органе) – выход (нагрузка на двигателе)» будет иметь вид

$$S_{дв}(\omega) = S_{ро}(\omega) A^2(\omega), \quad (2.131)$$

где $S_{ро}(\omega)$ – спектральная плотность нагрузки на рабочем органе, $\text{Н}^2 \text{ м}^2 \text{ с}$; $A(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика системы привода каналокопателя по моменту двигателя; ω – круговая частота, с^{-1} .

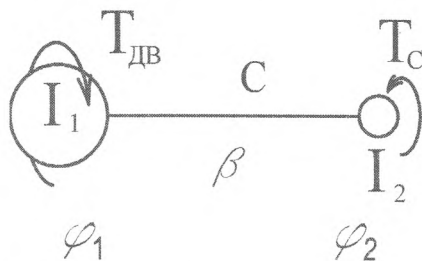


Рис. 2.10. Динамическая расчётная схема для каналокопателей и каналоочистителей с одним ротационным рабочим органом и механической трансмиссией:

I_1, I_2 – моменты инерции вращающихся масс двигателя и рабочего органа; $T_{дв}, T_c$ – вращающие моменты двигателя и сил сопротивления; c – жёсткость элементов трансмиссии; β – коэффициент диссипативных потерь; φ_1 и φ_2 – обобщённые угловые координаты

Достаточно достоверно функцию $S(\omega)$ можно определить на основании экспериментальных исследований соответствующей машины. Так, для каналокопателей с ротационными рабочими органами на основании исследований, выполненных на кафедре мелиоративных и строительных машин Московского университета природообустройства, спектральную плотность целесообразно представить в виде

$$S_{po}(\omega) = \frac{2D_1 a_1}{\pi(\omega_1^2 - \omega^2)} + \sum_2^n \frac{D_i a_i}{\pi} \left[\frac{1}{a_1^2 + (\omega - \omega_1)^2} + \frac{1}{a_1^2 + (\omega + \omega_1)^2} \right], \quad (2.132)$$

где D_1 и D_i – дисперсии случайной составляющей нагрузки и периодических составляющих нагрузки, $\text{Н}^2 \text{ м}^2$; a_1 и a_i – постоянные коэффициенты, $a_1 \approx 10 \text{ с}^{-1}$, $a_i \approx 0,1 \text{ с}^{-1}$; ω_1 – круговые частоты колебаний составляющих нагрузки, с^{-1} .

Амплитудно-частотную характеристику привода определяют, решая дифференциальные уравнения, описывающие движение динамической системы. Уравнения, описывающие колебательное движение двухмассовой системы с учетом характеристики дизельного двигателя, имеют вид:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\phi}_1 + \beta(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + c(\phi_1 - \phi_2) &= T_{дв}; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 - \beta(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - c(\phi_1 - \phi_2) &= -T_c; \\ T_{дв} &= \frac{T_n \omega_x}{\omega_x - \omega_n} - \frac{T_n \dot{\phi}_1}{\omega_x - \omega_n} + \lambda \ddot{\phi}_1, \end{aligned} \quad (2.133)$$

где I_1 и I_2 – моменты инерции масс двигателя и рабочего органа, кг м^2 ; ϕ_1 и ϕ_2 – обобщенные угловые координаты, рад; β – коэффициент диссипативных потерь, Нмс ; T_n – номинальный вращающий момент двигателя, Нм ; c – жесткость трансмиссии, Нм ; ω_x и ω_n – угловые скорости вала двигателя холостого хода и номинального, с^{-1} ; λ – коэффициент неуставившегося режима двигателя, Нмс^2 .

Решая уравнения (2.133), преобразованные по Лапласу, относительно $T_{дв}$, после ряда преобразований получим амплитудно-частотную характеристику привода $A(\omega)$.

После получения значения $S_{дв}(\omega)$ и его последующего интегрирования определяем дисперсию момента двигателя:

$$D_{дв} = \int_0^\infty S_{po}(\omega) A^2(\omega) d\omega.$$

Амплитудное значение (динамическая составляющая) момента двигателя

$$T_a \cong 1,25 \sqrt{D_{дв}}.$$

Среднемаксимальное значение момента двигателя с учетом динамической составляющей

$$T_{дв} = T_{ср} + T_a. \quad (2.134)$$

Требуемую мощность дизельного двигателя $P_{ДВ}$, кВт, можно определить, пренебрегая незначительным изменением угловой скорости коленчатого вала двигателя, по формуле

$$P_{ДВ} = (T_{ср} + T_a) \omega_n / 10^3. \quad (2.135)$$

Используя формулу (2.134), можно оценить и коэффициент запаса двигателя по мощности $k_{зан} = T_{ДВ} / T_{ср}$, а также коэффициент использования двигателя по мощности $k_{и.р} = T_{ср} / T_{ДВ} = 1/k_{зан}$.

2.2.4. Определение тяговых сопротивлений для машин с ротационными рабочими органами

Максимальное тяговое сопротивление вычисляют по формуле (2.59), а F_{ζ}^I и F_{η}^I – по формуле (2.60). Входящие в эти формулы суммарные вертикальные составляющие реакций грунта на ходовое оборудование R_{ζ} и дополнительную опору R_{η} в зависимости от типа базовой машины, типа рабочего органа, направления его вращения и наличия или отсутствия дополнительной опоры определяют для машин с рабочими органами типа I, IV, V, VI по формулам (2.55) и (2.56); типа II – по формуле (2.53); типа III – по формулам (2.44), (2.48); типа VII навесного – по формуле (2.53) при $R_{ов} = 0$ и $R_{ог} = 0$, для типа IX навесного при опоре на отбойную плиту (рис. 2.6) – по формулам (2.44) и (2.48), где R_2 и F_2^I – реакции грунта на отбойную плиту; в указанных формулах – все знаки для прямого вращения; для прицепных машин с рабочим органом типа VIII (рис. 2.11 б, в) из уравнений $\sum Z = 0$, $\sum X = 0$, $\sum T_0 = 0$ получим, кН:

$$R_1'' = \sum R_B + G_M - R_2'' + R_{\phi B}; \quad F_{TГ} = (R_1'' + R_2'') f_M + \sum R_{\Gamma} + R_{\phi B}; \quad (2.136)$$

$$R_2'' = [G_M x_M + \sum R_B x_B - \sum R_{\Gamma} (z_{\Gamma} + z_{TГ}) + R_{\phi B} x_{\phi B} + R_{\phi \Gamma} (h_{\phi \Gamma} - z_{TГ})] / (x_R + f_M z_{TГ}).$$

Тяговое сопротивление перемещению прицепной машины F_1'' определяют по формулам (2.59) и (2.60); при наклонном дышле (угол α_r) вертикальная составляющая $F_{мс}^I = F_{мс}^I \operatorname{tg} \alpha_r$; при боковой отгрузке сопротивления от формирования вала $R_{\phi B} = 0$ и $R_{\phi \Gamma} = 0$.

Для прицепной машины с рабочим органом типа IX (рис. 2.11 а) R_1'' , R_2'' и $F_{TГ}$ находят по формуле (2.139) при $R_{\phi \Gamma} = 0$ и $R_{\phi B}$. Для прицепной машины с рабочим органом типа VII (рис. 2.11, г) из уравнений $\sum Z = 0$, $\sum X = 0$ и $\sum T_0 = 0$ получим, кН:

$$F_{TГ} = R_2'' f_M - \sum R_{\Gamma}; \quad F_{TB} = G_M - R_2'' - \sum R_B; \quad (2.137)$$

$$R_2'' = (G_M x_M - \sum R_B x_B + \sum R_{\Gamma} z_{\Gamma}) / (x_R + f_M h_0).$$

В формулах (2.136), (2.137) $F_{TГ}$ – горизонтальная составляющая тягового усилия; F_{TB} – вертикальная составляющая того же усилия, кН; $R_{\phi \Gamma}$ и $R_{\phi B}$ – го-

горизонтальная и вертикальная составляющие сопротивления от формирования валика растительности; G_m – сила тяжести машины, кН; f_m – коэффициент сопротивления движению (табл. 2.3). При изменении направления ΣR_z и ΣR_x знаки меняются на обратные. Значения R_1 и x_d для базовой машины определяют согласно разделу 2.1.7.

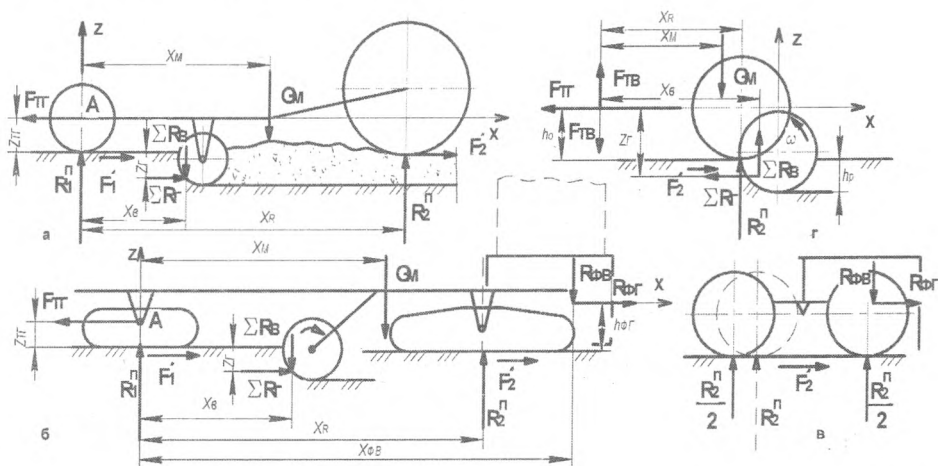


Рис. 2.11. Схемы к определению сил, тяговому и статическому расчётам прицепных машин с ротационными рабочими органами:

- а – для глубокого сплошного фрезерования с рабочими органами типа IX;
- б – для сплошного фрезерования растительности с рабочим органом типа VIII;
- в – то же с задней балансирной тележкой; г – для обработки без оборота пласта с рабочим органом типа VII

Составляющие реакции ΣR грунта, действующие на рабочие органы: касательную ΣR находят по формуле (2.32), где $r = r_p$ или $r = r_\phi$, $d = d_\phi$, $V = V_{окр}$; нормальную составляющую ΣR_n определяют по формуле (2.33), где $\epsilon_c = \tan \beta^l = 0,4 \dots 0,8$. Точка приложения равнодействующей A для типов I, II, III, IV (рис. 2.9 а, б, в) определяется углом α_R , который находится в пределах от $\alpha_R = 0,5 \alpha_{кон}$ до точки на глубине $\frac{H_k}{3}$ от поверхности грунта:

$$\alpha_R = \frac{\alpha_{кон}}{2} \dots \arccos \left(1 - \frac{2H_k}{3r_k \sin \alpha_k} \right). \quad (2.138)$$

Вертикальная ΣR_z и горизонтальная ΣR_x составляющие ΣR (рис. 2.9 а) в плоскости фрезы соответственно при прямом вращении и направлении силы ΣR_n в соответствии с рисунком 2.9, кН:

$$\Sigma R_B = \Sigma R_k \sin \alpha_R - \Sigma R_n \cos \alpha_R; \quad \Sigma R_T = \Sigma R_k \cos \alpha_R + \Sigma R_n \sin \alpha_R. \quad (2.139)$$

При обратном вращении фрезы и противоположном направлении действия силы ΣR_n знаки перед ΣR_k и ΣR_n изменяются на обратные.

Учитывая наклон фрезы на угол α_R (рис. 2.11 а, б, в), реакция R_n делится на составляющие, кН:

$$\Sigma R_B^I = \Sigma R_B \cos \alpha_R; \quad \Sigma R_B^{II} = \Sigma R_B \sin \alpha_R. \quad (2.140)$$

При определении R_1 и R_2 в формулах (2.44)... (2.56) $\Sigma R_6 = \Sigma R_B^{II}$.

Для типа V точка А приложения равнодействующей R (рис. 2.9 г) располагается на высоте $h_l = (0,5 \dots 0,65)/h_p$, где $h_p = S_n b_{Д.}$ Силы R_k и R_6 определяют по формулам (2.32) и (2.33). При указанных ранее условиях нормальная составляющая равнодействующей силы ΣR_n может быть направлена вверх или вниз и на каждом обороте два или три раза меняет знак.

Составляющая силы R , направленная вдоль оси, кН (рис. 2.9 г):

$$\Sigma R_6 = z_n^{II} F_n^I \sin \gamma_{II} = 10^3 z_n^{II} k_1 h_p \delta \cos \gamma_B \sin \gamma_{II}, \quad (2.141)$$

где z_n^{II} — число ножей-лопаток, одновременно находящихся в грунте; F_n^I — сопротивление перемещению при копании грунта одним ножом, кН; k_1 — удельное сопротивление копанию (табл. 2.1); h_p — глубина обработки, м; δ — толщина стружки, м (формула 2.104); γ_6 — угол подачи ножа-лопатки в грунт (угол подъема винтовой траектории), град, $\gamma_B = \arctg [\delta \cdot 360^\circ / (\pi d_\phi \alpha_{кон})]$, где угол контакта $\alpha_{кон}$ определяют по формуле (2.106).

Для рабочих органов типов VII, VIII, IX R_6 и R_2 определяют по формуле (2.139) при α_R , вычисляемом по формуле 2.138. Для типа VII при $h_p = 0,13 \dots 0,16$ м (обратное вращение) сила R_6 направлена вниз (знак перед R_6 изменяется на обратный); при больших глубинах сила R_6 направлена вверх (рис. 2.9 д).

Составляющие суммарного сопротивления R_o при наличии пассивного косога отвала (рис. 2.4 г) определяют по формулам (2.36), (2.38), (2.39); для трапецидального отвала R_{oz} — по формуле (2.37); R_{ov} — по формуле (2.38), где $\psi_o = 60 \dots 70^\circ$.

Сопротивление перемещению рабочего оборудования, кН: для рабочих органов типов I, IV

$$F_{po}^I = \Sigma R_f;$$

типов II, III

$$F_{po}^I = \Sigma R_f + R_{of}; \quad (2.142)$$

типов V и VI (рис. 2.9 г, г')

$$F_{po}^I = \Sigma R_6 + F_{pk}^I + F_{Tk}^I + F_{oT}^I = \Sigma R_6 + (\Sigma R_n + G_{но}) f + 10^3 l_{ДК} \delta_{кож} k_{кож} + 10^3 S_0 k_0^I; \quad (2.143)$$

типа VII (рис. 2.11 г) при обратном вращении

$$F_{po}^I = -\Sigma R_f;$$

типа IX (рис. 2.11 а)

$$F_{po}^I = \Sigma R_f; \quad (2.144)$$

типа VIII (рис. 2.11 б, в)

$$F_{po}^I = \Sigma R_f + R_{фг};$$

где R_o и R_n , кН, вычисляют по формулам (2.144) и (2.33); $F_{Tk}^I, F_{pk}^I, F_{oT}^I$ – соответственно сопротивления от трения кожуха о грунт, от резания грунта передним краем кожуха, от копания грунта пассивными открьлками, кН; $G_{но}^I$ – часть веса $G_{но}$ навесного оборудования, приходящаяся на кожух $G_{но}^I = (0,5 \dots 0,6) G_{но}$; f – коэффициент трения кожуха о грунт (табл. 2.2); $l_{ДК}$ – длина погруженной части кожуха, м; $\delta_{кож}$ – толщина кожуха, $\delta_{кож} = 0,005 \dots 0,007$ м; $k_{кож}$ – удельное сопротивление резания кожухом, $k_{кож} = 0,05 \dots 0,06$ МПа; S_o – площадь стружки, срезаемой пассивными открьлками; k_0^I – удельное сопротивление, $k_0^I = 0,06 \dots 0,18$ МПа.

Полностью методика статического и тягового расчетов приведена в разделе 2.1.7.

Контрольные вопросы к главе 2.2

1. Как определяется толщина стружки для ротационных рабочих органов?
2. Из каких условий определяются диаметры фрезы и ротора каналокопателей?
3. Каким образом окружная скорость влияет на способ разгрузки грунта?
4. Из каких условий осуществляется выбор направления вращения фрез?
5. Какие параметры фрезы и факторы определяют выбор поступательной скорости каналокопателя?
6. Как определяется мощность двигателя двухфрезерного и двухроторного каналокопателей?
7. Как определяется мощность двигателя фрезерного каналоочистителя?
8. Назовите наиболее энергоёмкие составляющие процесса прокладки каналов.
9. Какие основные энергозатраты определяются для фрез машин, применяемых при сплошном фрезеровании заустаренных земель?
10. Приведите схему действия сил при выполнении тягового расчёта.
11. Какова цель тягового расчёта машин с ротационными рабочими органами?
12. Для чего выполняется статический расчёт каналокопателей?
13. Приведите схему действия сил при выполнении статического расчёта фрезерного каналоочистителя.
14. Какова цель динамического расчёта привода каналокопателя?

2.3. Основы теории и расчета каналокопателей с плужными рабочими органами

Из всех подъемно-отвальных поверхностей наиболее целесообразны линейчатые развертывающиеся поверхности, общего вида, которые образуются движением в пространстве прямой линии (образующей) по некоторой плоской кривой (направляющей).

На отвалах с такой поверхностью пласт грунта испытывает при движении по этой поверхности в основном деформации простого изгиба (по направлению ортогональных линий к образующим). При работе каналокопателя грунт на такую поверхность налипает в значительно меньшей степени, чем на поверхности другой формы. Лучшее, чем при других поверхностях, прилегание пласта грунта к отвалу вызывает более равномерный его износ.

2.3.1. Выбор и расчет основных параметров рабочей поверхности плужных органов

Выбор исходных параметров осуществляют для трех основных частей плужного рабочего органа (лемеха, подъемно-отвальных поверхностей и верхних отвалов, рис. 2.12).

Форма и установочные углы лемеха. Общепринятая форма лемеха имеет вид плоского двухстороннего косого (рис. 2.13 а) или плоского прямого (рис. 2.13 б) клиньев.

Угол между лезвием лемеха и направлением движения (угол захвата) α_a и угол резания ψ_a определяют из условия незаклинивания движущегося пласта грунта между лемехом и откосами канала и отсутствия взаимного сталкивания левого и правого пластов.

При трапецеидальном поперечном сечении канала и принятой форме лемеха второе условие, как правило, выполняется всегда, а первому условию удовлетворяет равенство углов α_k (угла наклона откоса канала к горизонту) и ε' (угла между осью ОУ и проекцией на плоскость ZOY относительной траектории движения пласта грунта по лемеху).

В общем случае последнее условие можно записать в виде

$$\varepsilon' \geq \alpha_k. \quad (2.145)$$

Угол ε' определяется из сферического треугольника $A_1 B_1 C_1$ (рис. 2.13 а), стороны которого получены при пересечении n соответствующих плоскостей со сферой произвольного радиуса с центром в точке O_1 :

$$\operatorname{ctg} \varepsilon' = (\sin \alpha_a \cdot \operatorname{ctg} \varepsilon - \cos \alpha_a \cdot \cos \psi_a) \cdot \sin^{-1} \psi_a, \quad (2.146)$$

где ε – угол между относительной траекторией движения пласта грунта по лемеху и его лезвием, град (рис. 2.13 а). Для торфяных и глинистых грунтов можно принимать $\varepsilon = \alpha_a$.

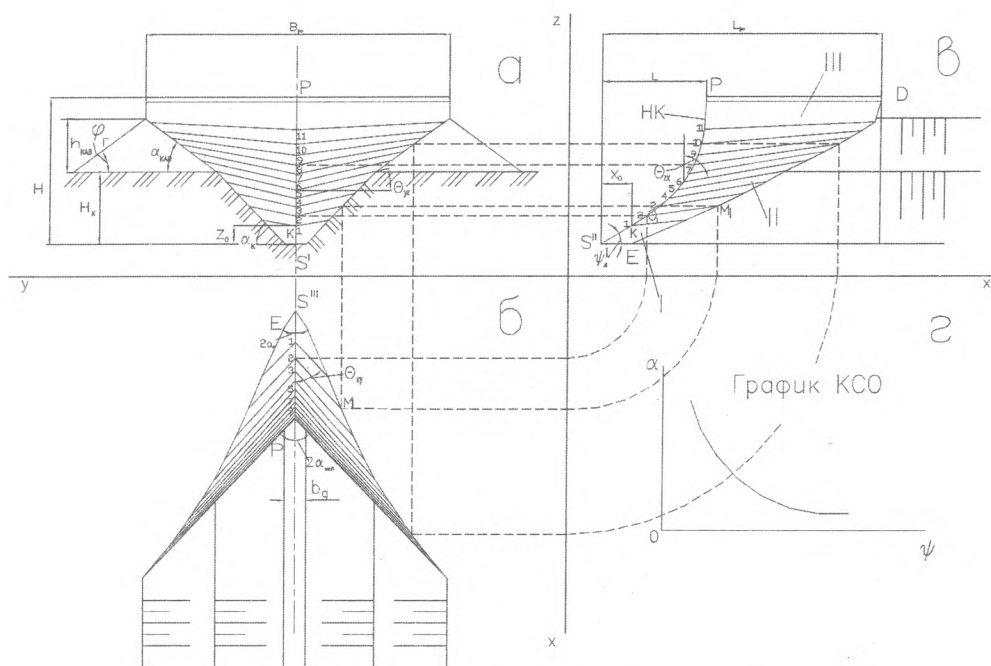


Рис. 2.12. Проекционное изображение рабочего органа плужного каналоконателя:

а, б, в – проекции рабочего органа; г – кривая сферического отображения (КСО) подъемно-отвальной поверхности плужного рабочего органа; I – лемех; II – подъемно-отвальная поверхность; III – верхние отвалы; 1, 2, 3... 11 – номера образующих подъемно-отвальной поверхности; НК – направляющая кривая; ЕД – задняя граница рабочего органа

При разработке песчаных грунтов пласт поднимается на лемех в плоскости, проходящей через нормаль F_l к поверхности и направлению движения лемеха.

Из сферического треугольника A_2LB_2 (рис. 2.13 в) $\varepsilon = \arctg(\tg \alpha_a \cdot \cos \psi_a)$. Эти два значения угла ε предельные.

Окончательно условие (2.150) записывается следующим образом:

$$\tg \alpha_a \cdot \ctg \varepsilon \leq 1 \text{ или } (\sin \alpha_a \cdot \ctg \varepsilon - \cos \alpha_a \cdot \cos \psi_a) \cdot \tg \alpha_a \cdot \sin^{-1} \psi_a \leq 1 \quad (2.147)$$

Практически формулу (2.152) используют как проверочную, предварительно выбрав значения углов ψ_a и α_a по таблице 2.4 и уточнив их в соответствии с типом грунта.

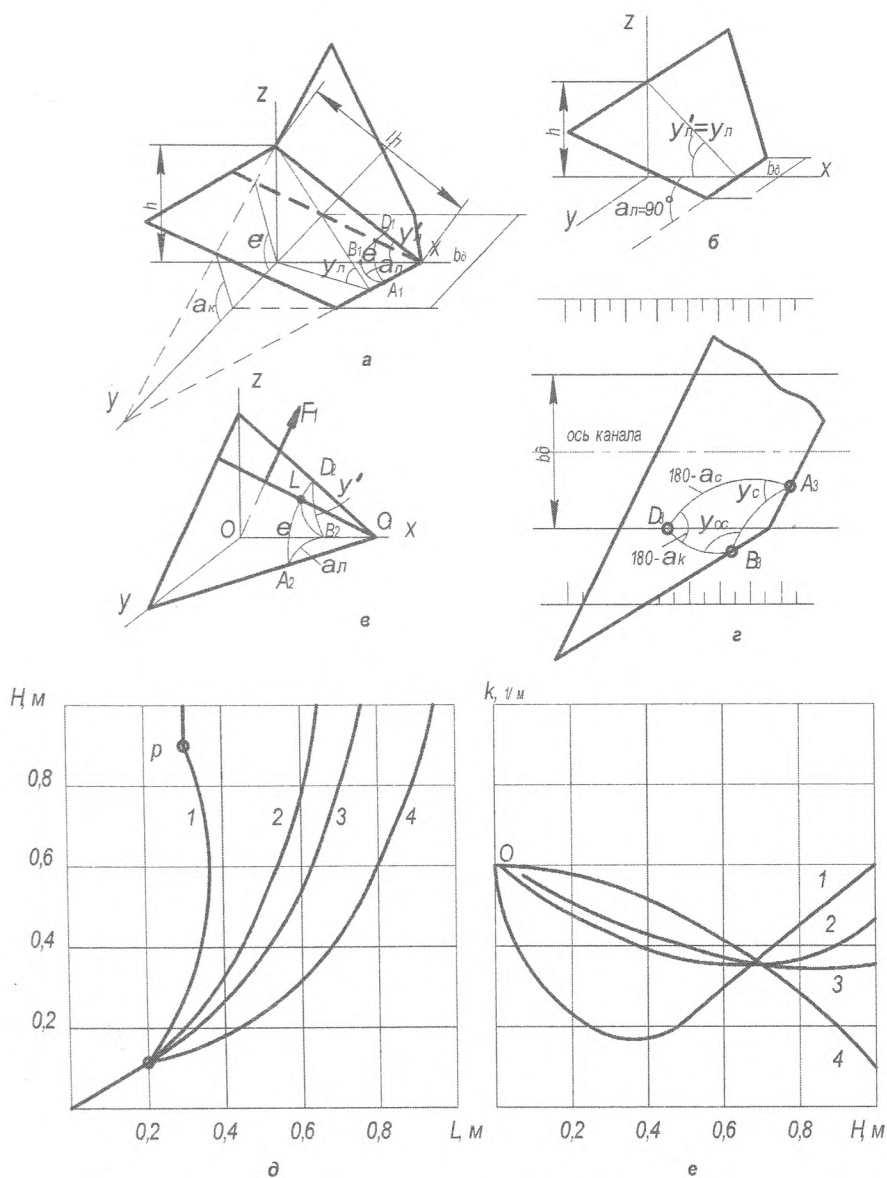


Рис. 2.13. К выбору основных параметров плужного рабочего органа.
Схема плоских:

а – двухстороннего косого; б – то же, прямого лемеха; в – к определению предельных значений установочных углов лемеха; г – к определению значений установочных углов подъемно-отвалной поверхности для точки С; д – влияние относительного «вылета» направляющей кривой на его форму; 1 – $L/H = 0,5$; 2 – $L/H = 0,7$; 3 – $L/H = 0,9$; 4 – $L/H = 1,3$

Таблица 2.4

**Рекомендуемые значения установочных углов лемеха
и верхних отвалов**

Глубина канала $H_k, \text{ м}$	Установочные углы, град			
	лемеха		верхних отвалов	
	ψ_d	α_d	$\psi_{отв}$	$\alpha_{отв}$
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

Примечание. Меньшие значения углов для торфяных и глинистых, а большие — для песчаных грунтов.

При значениях установочных углов, превышающих указанные в таблице 2.4, тяговое сопротивление возрастает за счет более интенсивной деформации пласта грунта и большего его сгуживания перед лемехом. При углах с меньшими, чем в таблице 2.4, значениями энергетические потери также увеличиваются, но за счет возрастания сил трения грунта о рабочую поверхность, длины режущих кромок, увеличения сопротивления от заклинивания пласта между откосом и лемехом. Для крупных каналокопателей ($H_k > 0,9 \text{ м}$) с целью уменьшения заклинивания грунта между их рабочей поверхностью и откосами канала можно применять лемех в виде плоского прямого клина ($\alpha_d = 90^\circ$).

Длина лемеха l_d , м, в плоскости направляющей кривой (рис. 2.13 а), $l_d = h \cdot \sin^{-1} \psi'_d$, где h — необходимая высота подъема пласта грунта без оборота, м. Из условия беспрепятственного поворота пласта вокруг бровки

$$h \geq (2 \cdot H_k \cdot \text{ctg}^2 \alpha_k + b_d \cdot \text{ctg} \alpha_k + 2 \cdot H_k) - \sqrt{(2 \cdot H_k \cdot \text{ctg}^2 \alpha_k + b_d \cdot \text{ctg} \alpha_k + 2 \cdot H_k)^2 - 4 \cdot H_k^2 \cdot (1 + \text{ctg}^2 \alpha_k)} \cdot [2 \cdot (1 + \text{ctg}^2 \alpha_k)]^{-1}, \quad (2.148)$$

где b_d , α_k — соответственно ширина канала по дну, м, и угол наклона откоса канала к горизонту, град.

Установочные углы верхних отвалов (резания и захвата) выбирают из условия минимальных энергетических затрат на движение пласта грунта и отсутствия пересыпания почвы через верхние кромки отвалов (табл. 2.4).

Форма и параметры подъемно-отвальных поверхностей. Их определяют, используя уравнения направляющей кривой и кривой сферического отображения.

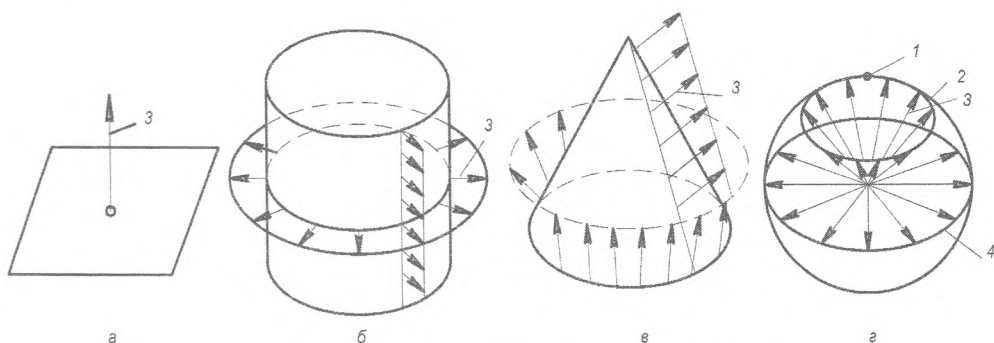


Рис. 2.14. Кривые сферического отображения:

а – плоскость; б – цилиндрическая поверхность; в – коническая поверхность; г – сфера единичного радиуса с кривыми сферического отображения: 1 – плоскости; 2 – конуса; 3 – цилиндра; 4 – нормали к соответствующим точкам отображаемой поверхности

Сферическое отображение любой поверхности есть совокупность точек (рис. 2.14) на сфере единичного радиуса (т.е. в общем случае тоже поверхность), полученных при ее пересечении нормальными 3 к исходной поверхности, перенесенными в центр этой сферы. Для разгибающихся 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. 2.14 а). После переноса в центр сферы они сливаются и определяют точку 1 на сфере (рис. 2.14 г), которая и является сферическим отображением плоскости. У цилиндра и конуса нормали, взятые вдоль всей образующей, параллельны (рис. 2.14 б, в); им соответствует в каждом конкретном случае определенная точка на сфере. Сферическое отображение цилиндра представляет собой, очевидно, окружность большого круга 4, а прямого кругового конуса – окружность малого круга 2 на сфере (рис. 2.14 г).

Уравнение направляющей кривой (рис. 2.12) имеет следующий вид:

$$f(z) = x = A \cdot z^3 + B \cdot z^2 + C \cdot z + D, \quad (2.149)$$

где A, B, C, D – постоянные коэффициенты, определяемые по известным координатам начальной K (рис. 2.12) и конечной P точек направляющей кривой, а также значения их производных в этих точках ($\dot{x}_K = \text{ctg} \psi'_K$ и $\dot{x}_P = \text{ctg} \psi'_{oms}$).

Для упрощения дальнейших построений и расчетов примем, что начало координат совпадает с самой нижней точкой лемеха на середине его острия (т. S , рис. 2.12). Однако при построении проекций будем размещать

их в стандартных положениях, т.е. будем принимать текущие значения Z , X , Y такого вида, какие удобны пользователям.

Углы ψ'_A и ψ'_{oms} между горизонталью и касательными к направляющей кривой в точках К и Р могут быть получены из решения сферического треугольника $A_1 B_1 D_1$ (рис. 2.13 а):

$$\psi'_A = \text{arctg}(\sin \alpha_A \cdot \text{tg } \psi_A), \quad \psi'_{oms} = \text{arctg}(\sin \alpha_{oms} \cdot \text{tg } \psi_{oms}). \quad (2.150)$$

Координаты начальной точки К направляющей кривой (рис. 2.12):

$$z_K = z_0 + l_A \cdot \sin \psi'_A, \quad x_K = x_0 - l_A \cdot \cos \psi'_A. \quad (2.151)$$

Вертикальная координата точки Р направляющей кривой зависит не только от глубины канала H_K , м, но и от высоты отсыпанного грунта на боковых краях проложенного канала h_K , м (рис. 2.12 а):

$$z_P = H + z_0 = H_K + h_K + z_0 + (0.07 \dots 0.1), \quad (2.152)$$

где H – полная высота рабочего органа, м.

$$h_K = \sqrt{[H_K \cdot (b_0 + 2 \cdot H_K \cdot \text{ctg } \alpha_1) \cdot \text{tg } \phi_e \cdot k_p] \cdot (1 + \text{tg } \phi_e \cdot \text{ctg } \alpha_1)^{-1}}, \quad (2.153)$$

здесь α_1 – угол наклона внутреннего откоса кавальера к горизонту, град. Для предварительных расчетов его принимают равным значению естественного откоса грунта ϕ_r (табл. 2.2); k_p – коэффициент разрыхления грунта (табл. 2.2).

Горизонтальную координату точки Р ($x_P = x_0 + L$) (рис. 2.12 в) определяют из условия отсутствия перегибов направляющей (т.е. неизменности знака второй производной $\ddot{x}$), что выражается неравенством

$$\frac{1}{3} \cdot \text{ctg } \psi'_A \leq \frac{L}{H} \leq \frac{2}{3} \cdot \text{ctg } \psi'_A, \quad (2.154)$$

здесь L – горизонтальная проекция («вылет») направляющей кривой, м.

Для направляющих кривых с относительным удлинением $L/H > 2/3$ наблюдается перегиб вблизи лемеха (точка К, рис. 2.13 д, кривая 4). Наличие перегиба и значительная неравномерность распределения кривизны (рис. 2.13 е, кривая 4) вызывают налипание грунта на плужный рабочий орган и ухудшают условия движения пласта грунта по подъемно-отвальной поверхности. При относительном удлинении $L/H < 1/3$ направляющая кривая также имеет характерный перегиб, но расположенный у точки Р в зоне верхних отвалов (рис. 2.13 д, кривая 1). Такой вид направляющей кривой способствует сгуживанию грунта перед рабочим органом и как следствие увеличению тягового сопротивления и ухудшению качества поверхности откосов.

При окончательном выборе значения относительного удлинения направляющей кривой L/H необходимо учитывать характер распределения ее кривизны по глубине канала (рис. 2.13 е). Чем равномернее изменение

кривизны направляющей кривой, тем лучше ее форма удовлетворяет технологическим требованиям (например, кривые 2 и 3, рис. 2.13 е).

Рекомендуется принимать $L/H = 0,83 \dots 0,9$ при $H_k < 0,4$ м; $L/H = 0,76 \dots 0,83$ при $H_k = 0,4 \dots 0,6$ м; $L/H = 0,7 \dots 0,76$ при $H_k > 0,6$ м. Меньшие значения L/H принимают для песчаных грунтов, а большие – для торфяных и глинистых грунтов

Уравнение кривой сферического отображения подъемно-отвальной поверхности чаще всего имеет вид

$$\alpha = f_2(\psi) = a_0 + a_1 \cdot \psi + a_2 \cdot \psi^2, \quad (2.155)$$

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 через заданные точки (α_i, ψ_i) при заданных (в случае необходимости) направлениях касательных к определяемой кривой сферического отображения в этих точках $(d\alpha_i / d\psi_i)$.

Так как выражение 2.130 является уравнением второго порядка, необходимо наличие трех условий.

Установочные углы лемеха и верхних отвалов определяют направления в пространстве касательных плоскостей к подъемно-отвальной поверхности в соответствующих местах и поэтому являются двумя из трех необходимых условий.

Третьим условием может быть условие горизонтальности какой-либо образующей (например, последней, считая снизу). Это условие имеет вид $d\alpha / d\psi = 0$.

Третье условие может быть получено в предположении равенства установочных углов средней части подъемно-отвальной поверхности определенным заранее заданным значениям. Этой средней частью может быть, например, точка С – бровка канала на лобовой проекции плужного рабочего органа (рис. 2.12 а).

Установочные углы $(\psi_c$ и $\alpha_c)$ – углы наклона плоскости, касательной к подъемно-отвальной поверхности и проходящей через точку С. Тогда значения указанных углов определяются в соответствии с уравнением (2.160) (рис. 2.12 г). Для получения лучшего качества поверхности откосов канала и кавальера угол резания подъемно-отвальной поверхности должен изменяться в зависимости от глубины канала так, чтобы в пределах вырезанной части канала (до точки С, рис. 2.12 а) он был бы меньше 90° , а выше точки С – больше 90° , т.е. $\psi_{oc} = 90^\circ$. В этом случае облегчается копание грунта вдоль откосов канала и обеспечивается некоторое его заглаживание и уплотнение в насыпи.

Из сферического треугольника $A_3 B_3 D_3$ (рис. 2.13 г) имеем $\psi_{oc} = \arccos(\cos \psi_c \cdot \cos \alpha_k - \sin \psi_c \cdot \sin \alpha_k \cdot \cos \alpha_c)$; при $\psi_{oc} = 90^\circ$ (точка С) получим

$$\operatorname{tg} \psi_c = \operatorname{ctg} \alpha_R / \cos \alpha_c. \quad (2.156)$$

Приняв значение $\alpha_c = \alpha_n - (3...5)^\circ$ определим величину ψ_c .

График кривой сферического отображения представлен на рисунке 2.12 г.

Построение рабочей поверхности плужного рабочего органа. По заданным размерам поперечного сечения отрываемого канала строят теоретические профили дамб или кавальеров и вычерчивают лобовой контур рабочей поверхности (рис. 2.12 а); затем вычерчивают боковую проекцию направляющей кривой (рис. 2.12 в) по уравнению (2.154); разбивают интервал изменения угла резания на 10...15 частей, что соответствует 9...14 образующим, и находят вертикальные координаты точек их начал Z на направляющей кривой в результате совместного решения двух уравнений:

$$\begin{aligned} f_1(z) &= ctg \psi^l = 3 \cdot A \cdot z^2 + 2 \cdot B \cdot z + C, \\ tg \psi^l &= \sin \alpha \cdot tg \psi. \end{aligned} \quad (2.157)$$

где ψ' – угол между направлением суммарной реакции грунта и горизонталью, град.

Затем по уравнению (2.154) вычисляют координаты x_i . После этого вычисляют углы проекций образующих подъемно-отвальной поверхности с осями координат по формулам (рис. 2.12 а... в):

$$tg \Theta_{xy} = \frac{\sin \alpha + \sin \psi \cdot \cos \psi \cdot \cos \alpha \cdot (d\alpha / d\psi)}{\cos \alpha - \sin \psi \cdot \cos \psi \cdot \cos \alpha \cdot (d\alpha / d\psi)}, \quad (2.158)$$

$$tg \Theta_{yz} = \frac{\sin^2 \psi \cdot (d\alpha / d\psi)}{\sin \alpha + \sin \psi \cdot \cos \psi \cdot \cos \alpha \cdot (d\alpha / d\psi)}, \quad (2.159)$$

$$tg \Theta_{\alpha} = \frac{\cos \alpha - \sin \psi \cdot \cos \psi \cdot \cos \alpha \cdot (d\alpha / d\psi)}{\sin^2 \psi \cdot (d\alpha / d\psi)}, \quad (2.160)$$

где α , ψ – углы захвата и резания, град.

Графически определяют длины проекций образующих, исходя из лобового контура рабочей поверхности. Примеры нахождения точек начала проекций M_i и конца O_i на трех проекциях плужного рабочего органа показаны на рисунке 2.12 а... в.

Серийно выпускаемые навесные каналокопатели МК-16, МК-19 имеют рабочие поверхности линейчатого типа. Спроектированы сменные рабочие органы такого же типа для зоны осушения и орошения применительно к унифицированному прицепному каналокопателю МК-13. Основные параметры рабочих органов этих машин приведены в таблице 2.5.

Проведенные в НПО «ВНИИЗемМаш» и ПО «ЮГмелиорация» эксперименты позволили сделать вывод, что применение рабочих органов с линейчатой развертывающей поверхностью позволяет снизить тяговые сопротивления на 15...20% и улучшить качество отрываемых каналов.

Таблица 2.5

**Параметры подъемно-отвальной поверхности рабочих органов
плужных каналокопателей**

Марка каналок пателя	Уравнение направляющей кривой	Уравнение кривой сферического отображения	Установочные углы, град *		
			α_a	ψ_a	$\alpha_{отв}$
МК-16	$X = 0,85z^3 - 2,54z^2 + 2,52z - 0,032$	$\alpha = 72,19 - 0,746\psi + 0,00398\psi^2$	52	35	40
МК-19	$X = 0,66z^3 - 2,11z^2 + 2,22z - 0,0103$	$\alpha = 57,0 - 0,292\psi + 0,0009\psi^2$	48	35	38
МК-13-1	$X = 0,145z^3 - 1,03z^2 + 2,3z - 0,02$	$\alpha = 49,27 - 0,139\psi + 0,0004\psi^2$	45	35	40
МК-13-2	$X = 1,05z^3 - 2,86z^2 + 2,54z - 0,036$	$\alpha = 67,35 - 0,63\psi + 0,0035\psi^2$	50	34,8	39

*Для всех каналокопателей $\psi_{отв} = 90^\circ$.

**2.3.2. Силы, действующие на каналокопатель
с плужным рабочим органом.
Статический и тяговый расчеты**

Процесс копания грунта плужным рабочим органом можно свести к следующей схеме: лемех, внедряясь в грунт, уплотняет сжимаемый пласт, а затем сдвигает его по плоскостям наибольших касательных напряжений, расположенных под некоторым углом к горизонту. Отделенный от массива пласта под напором вновь поступающего грунта перемещается по рабочей поверхности, принимая его форму. Этому вынужденному искривлению пласта соответствует дополнительное давление на плужный рабочий орган от сил его упругости. Кроме этого, пласт грунта приобретает определенную скорость, что вызывает еще одно дополнительное динамическое давление.

Таким образом, возможно, предположив (по Ю. А. Ветрову), что взаимодействие рабочего органа с грунтом геометрически сходно с условиями отпора, изучаемыми механикой грунтов, сформировать алгоритм определения реакций грунта в зависимости не только от прочностных свойств грунта и размеров и поперечной формы канала, но также и от параметров подъемно-отвальной поверхности.

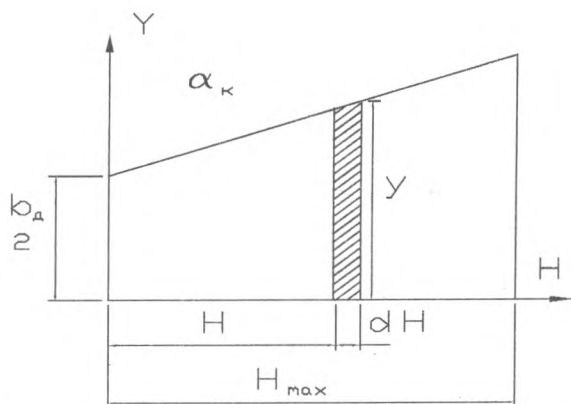


Рис. 2.15. Схема взаимодействия пласта грунта с элементарным участком наклонной поверхности

В таком случае линейчатая развертывающая поверхность может быть представлена в виде суммы элементарных наклонных поверхностей, расположенных в пространстве под углом ψ (угол резания) и α (угол стрелчатости). Длина этих поверхностей зависит от размеров рабочего органа, которые определяются параметрами направляющей кривой (НК), кривой сферического отображения (КСО), а также размерами поперечного сечения канала (рис. 2.15). Для плужных каналокопателей, работающих в условиях блокированного резания и с большими размерами пласта, действительная траектория движения грунта (особенно в пределах вырезаемой части канала) близка к геодезической линии, форма которой зависит от типа и параметров поверхности рабочего органа. Для элементарной площадки эта кривая может быть представлена прямой линией EF (рис. 2.16), лобовая проекция угла наклона которой к оси ОУ обозначена через η . Для усредненных показателей физико-механических свойств грунта зависимость $\eta = f(z)$, где $z = H/H_{\max}$, может быть представлена формулой

$$\eta = -191.71 \cdot z^3 + 153.12 \cdot z^2 - 30.43 \cdot z + 70 \quad (2.161)$$

Выражения элементарных горизонтальной dx и вертикальной dy реакций грунта могут быть записаны следующим образом:

$$\begin{aligned} dx &= N \cdot (\sin \gamma \cdot \cos(\alpha + \beta) + f \cdot \cos \Theta), \\ dz &= N \cdot (\cos \gamma \cdot \sin t - f \cdot \sin \Theta \cdot \sin \eta), \end{aligned} \quad (2.162)$$

где γ – удельный вес грунта, Н/м³; N – сила нормального давления, Н, $N = p \cdot l \cdot db$; здесь p – нормальное давление грунта на рабочую поверхность, кПа; l – длина элементарной площадки, м; db – ее ширина, $db = dH/\sin \psi$; α , β и t_1 – вспомогательные углы, град; f – коэффициент трения грунта по стали; Q – угол между траекторией движения пласта грунта и направлением рабочего передвижения плужного рабочего органа, град.

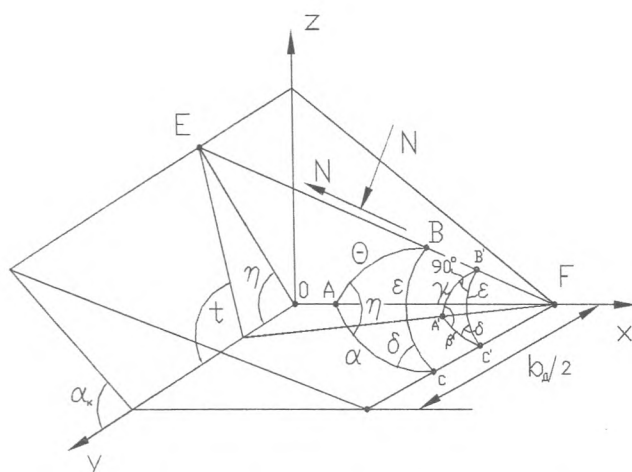


Рис. 2.16. Схема к определению суммарной составляющей реакций грунта на подъемно-отвальную поверхность плужного рабочего органа

Величину p определяют как функцию вертикальной координаты H_i в виде (рис. 2.17 б):

$$p = p_0 (1 + H_i / H_{\max}),$$

где p_0 – давление грунта на носке лемеха, кПа, которое можно определить по формулам, предложенным Е. Д. Томиным для бестраншейных дреноукладчиков:

$$p_0 = 0,5 \cdot \sigma_{\text{пр}} \cdot H_{\text{кр}} / H_{\text{сд}},$$

здесь $\sigma_{\text{пр}}$ – предел прочности грунта, кПа; $H_{\text{кр}}$ – критическая глубина резания грунта, м; $H_{\text{кр}} = n \cdot b$, м; $n = 3 \dots 5$, меньшие значения для песчаных грунтов, большие – для глинистых; $H_{\text{сд}}$ – глубина зоны сдвига при деформации грунта плужным корпусом, м; $H_{\text{сд}} = (0,7 \dots 0,8) H_{\text{кр}}$, м;

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{h_t \cdot \gamma}{t^4} + \frac{\gamma \cdot b_{\text{ср}} \cdot (1 - t)^4}{t^2} + \frac{2 \cdot C \cdot (1 - t^2)}{t^3}, \quad (2.163)$$

где h_t – глубина центра тяжести деформируемого слоя грунта (начиная от дневной поверхности), $h_t = H_i/3$; $b_{\text{ср}}$ – средняя ширина канала в выемке, м; $b_{\text{ср}} = b_d + m H_i$, м; t – постоянный показатель, характеризующий внутреннее трение в грунте, $t = \tan(45 - \rho/2)$. Здесь ρ – угол внутреннего трения грунта, град (табл. 2.2); C – общее сцепление грунта, кПа (табл. 2.2); l – длина «элементарной» площадки, м; db – ее ширина, м; $t1$, α , b – вспомогательные углы, определяемые методами сферической геометрии, град. Из сферического треугольника ABC (рис. 2.15 а) имеем:

1) из формулы синусов имеем $\sin \Theta \cdot \sin \eta = \sin \varepsilon \cdot \sin \delta$, т.е. $\Theta = \arcsin \left(\frac{\sin \varepsilon \cdot \sin \delta}{\sin \eta} \right)$;

2) из формулы котангенсов – $\sin \alpha \cdot \text{ctg} \varepsilon - \sin \delta \cdot \text{ctg} \eta = \cos \alpha \cdot \cos \delta$, получим

$$\varepsilon = \arctg \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \delta \cdot \text{ctg} \eta + \cos \alpha \cdot \cos \delta} \right);$$

- 3) из формулы $\operatorname{tg} \gamma = \sin \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \delta$ получим $\gamma = \operatorname{arctg}(\sin \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \delta)$;
- 4) из формулы $\cos \beta = \cos \varepsilon \cdot \cos \gamma$ получим $\beta = \arccos(\cos \varepsilon \cdot \cos \gamma)$;
- 5) из формулы $\cos t = \cos \varepsilon \cdot \sin \delta$ будем иметь $t = \arccos(\cos \varepsilon \cdot \sin \delta)$.

Выразив через вертикальную координату H_1 значения углов Q , β , t , γ , ε в уравнениях, приведенных ранее, получим величины суммарных составляющих (горизонтальной и вертикальной) реакций грунта на плужном рабочем органе:

$$\sum R_z = 2 \cdot \int_0^{H_{\max}} \frac{dx}{\sin \alpha}, \quad \sum R_{\theta} = 2 \cdot \int_0^{H_{\max}} \frac{dz}{\sin \alpha}. \quad (2.164)$$

Такой подход при расчете реакций грунта позволяет решить и проблему определения координат приложения равнодействующей, которые можно вычислить по формулам:

$$Z_R = 2 \cdot \int_0^H \frac{dz \cdot H}{\sin \alpha} \bigg/ \int_0^H \frac{dz}{\sin \alpha}; \quad X_R = 2 \cdot \int_0^H \frac{dx \cdot (0.5 \cdot b_0 + m \cdot H)}{\sin \alpha} \bigg/ \int_0^H \frac{dx}{\sin \alpha} \quad (2.165)$$

где Z_R и X_R – координаты точки приложения суммарных составляющих реакций в предположении начала координат на лемехе F (рис. 2.15).

В результате вычислений по формулам (2.165) получают не одну пару чисел, а две пары: одну для нижней части рабочего органа, где вертикальная составляющая направлена вниз; вторую для верхней части рабочего органа, где вертикальная составляющая направлена вверх. Впрочем, возможно приведение двух пар сил к одной, правда, с добавлением момента. При расчете усилий по предлагаемой методике целесообразно использовать компьютерные технологии.

Предварительный и ориентировочный расчет можно проводить, применяя более простые формулы:

$$\sum R_z = \sum R \cdot \cos \psi^{\perp}; \quad \sum R_{\theta} = \sum R \cdot \sin \psi^{\perp}, \quad (2.166)$$

где $\sum R$ – суммарная результирующая реакция грунта, кН, $\sum R = k_k \cdot S_k$. Здесь k_k – коэффициент удельного сопротивления копанию плужным рабочим органом, кПа, $k_k = 100 \dots 150$ кПа для грунтов первой категории, $k_k = 150 \dots 250$ кПа для грунтов второй категории; S_k – площадь поперечного сечения канала, м²; $\psi^{\perp}$ – угол между направлением суммарной реакции грунта и горизонталью. Высота точки приложения суммарной реакции в зависимости от категории грунта и глубины канала в выемке H_k принимается равной $h_R = (0,4 \dots 0,5)H_k$ для грунтов первой категории, $h_R = (0,5 \dots 0,6)H_k$ для грунтов второй категории (при допущении, что точка приложения суммарной реакции находится на направляющей кривой).

2.3.3. Статический и тяговый расчеты

Реакции грунта на ходовое оборудование (особенно для прицепного каналокопателя) будут различными при «плавающем» положении подъемного гидроцилиндра (рис. 2.17) при «запертом» положении гидроцилиндра, когда лыжа не опирается на дно канала.

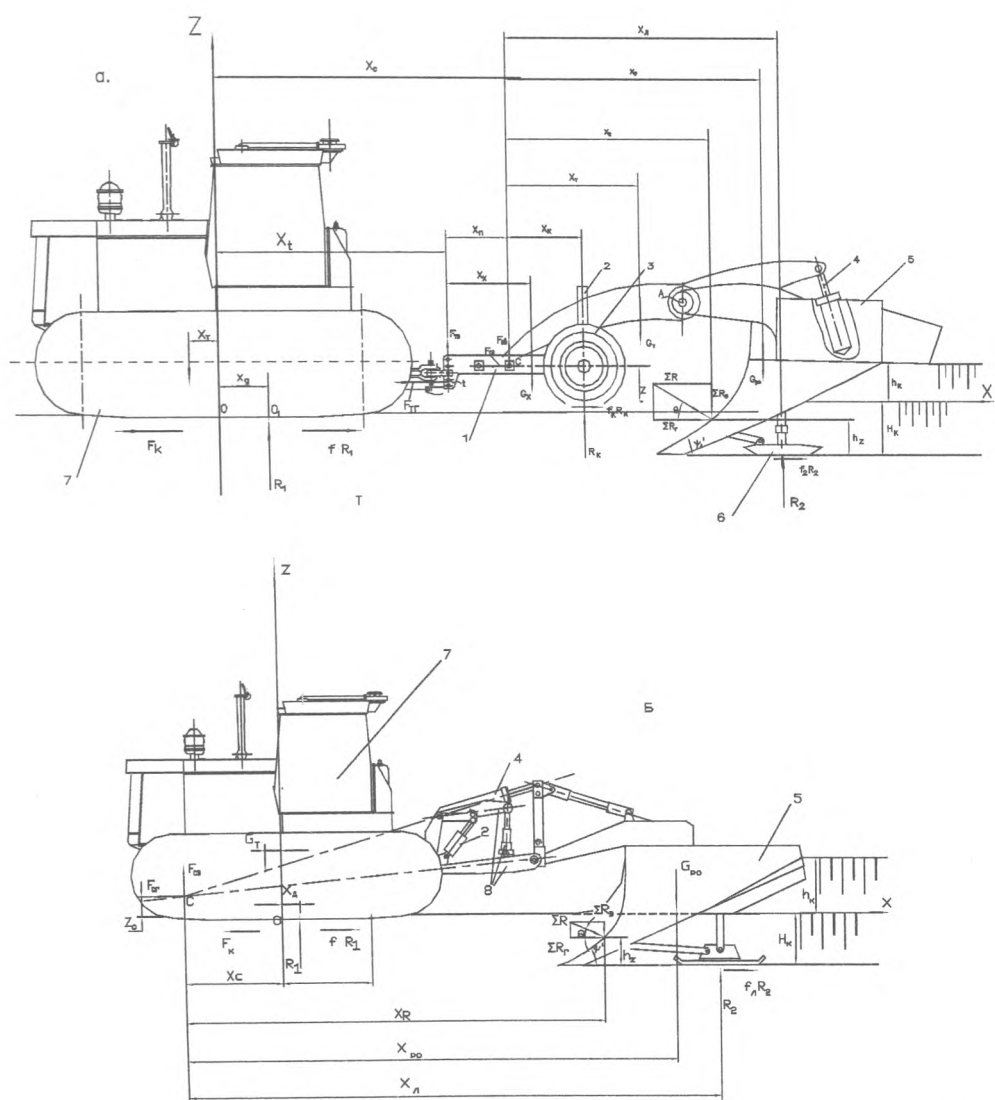


Рис. 2.17. Активные силы и реакции, действующие на прицепной (а) и навесной (б) плужные каналокопатели:

1 – ходовая рама; 2 – подъемный гидроцилиндр; 3 – колесо ходовой рамы; 4 – рабочий орган; 5 – гидроцилиндр поворота рабочего органа в вертикальной плоскости; 6 – лыжа; 7 – базовый трактор; 8 – рычаги навесной системы

При «плавающем» положении подъемных механизмов прицепного каналокопателя (рис. 2.17 а) реакции на опорную лыжу R_2 , кН, и колесо ходовой рамы R_k , нормальные к поверхности перемещения, последовательно определяются из рассмотрения уравнений равновесия рабочего органа вместе с тяговой рамой ($\sum T_c = 0$) и всего каналокопателя (без трактора) ($\sum T_i = 0$).

$$R_2 = \frac{-\sum R_c \cdot (H_k - h_z + z_c) + \sum R_B \cdot x_R + G_T \cdot x_T + G_{po} \cdot x_p}{x_A + f_2 \cdot (H_k + z_c)},$$

$$R_k = \frac{-R_2 \cdot x_A - R_2 \cdot f_2 \cdot (H_k + z_c) + G_{po} \cdot (x_p + x_n) + G_T \cdot (x_T + x_n) + G_x \cdot x_x + \sum R_B \cdot (x_R + x_n) - \sum R_f \cdot (H_k - \overset{x+x}{\underset{2.167}{h_z}} + z_c)}{f_1 \cdot z_c},$$

где $\sum R_f, \sum R_B$ – составляющие суммарной реакции грунта на рабочий орган, кН; m_M, m_{po}, m_T, m_x – соответственно значения масс машины в целом, рабочего органа, тяговой и ходовой рам, т; G – вес соответствующей части машины, $G_i = m_i \cdot g$ ($g = 9,8 \text{ м/с}^2$). Для прицепных каналокопателей $m_M = (4,5 \dots 6,0) \cdot S_k$, $m_{po} = (1,3 \dots 1,5) \cdot S_k$, $m_T = (2,0 \dots 2,2) \cdot S_k$, $m_x = (1,8 \dots 2,5) \cdot S_k$; для навесных каналокопателей $m_{po} = (1,4 \dots 1,6) \cdot S_k$ (S_k – площадь поперечного сечения канала в выемке, м^2), f, f_k, f_2 – коэффициенты сопротивления движению базовой машины, каналокопателя на колесах и на лыже (табл. 2.3); x_i, z_i, h_i – соответствующих сил (рис. 2.17 а), м.

Тяговая F_{π} (кН) и нормальная к ней $F_{\text{тв}}$ (кН) составляющие силы на прицепном устройстве базовой машины в точке t (рис. 2.17 а) определяются из уравнений равновесия прицепного каналокопателя $\sum X = 0$ и $\sum Z = 0$, кН.

$$F_{mz} = \sum R_f + f_k \cdot R_k + R_2 \cdot f_2,$$

$$F = -\sum R_k + \sum R_B - R_2 + G_x + G_T + G_{po}. \quad (2.168)$$

Можно также определить F_{π} и $F_{\text{тв}}$ из уравнений равновесия ходовой рамы с колесами, нагруженной составляющими реакциями в шарнире C , т.е. $F_{\text{сг}}$ и $F_{\text{св}}$, которые определяют из уравнений равновесия тяговой рамы с рабочим органом.

Суммарную вертикальную реакцию грунта R_1 на ходовое оборудование базовой машины, координату центра давления X_d определяют из условий равновесия всего машинно-тракторного агрегата соответственно. R_1 и X_d можно определить из уравнения равновесия только базовой машины, нагруженной силами F_{π} и $F_{\text{тв}}$ с обратным знаком (вместо прицепного оборудования), кН,

$$R_1 = G_T - F_{\text{тв}}; \quad x_0 = ((-G_T \cdot x_T + F_{MB} \cdot (x_c - x_n) - F_{MG} \cdot z_c) / R_1), \quad (2.169)$$

где $x_T = x_c, x_n; z_c$ – плечи действия сил (рис. 2.17).

Для навесного каналокопателя реакцию R_2 при «плавающем» положении подъемных гидроцилиндров (рис. 2.17 б) определяют из уравнения равновесия навесного оборудования относительно мгновенного центра вращения C .

Затем, рассматривая машинно-тракторный агрегат в равновесии, вычисляют реакцию R_1 и координату центра давления X_d .

При «запертом» режиме подъемных цилиндров, когда в процессе прокладки канала лыжа рабочего органа не касается дна канала, т.е. когда $R_2 = 0$, последовательность расчета несколько изменяется.

Для прицепного каналокопателя вначале рассматривают в равновесии прицепную часть машины. Затем определяют R_k из уравнения равенства суммы моментов сил, действующих на машину относительно точки t , нулю. Из равновесия всей машины определяют R_1 и X_d .

Для навесного каналокопателя R_1 и X_d находят сразу из условия равновесия всей машины.

Статический и тяговый расчеты выполняют согласно главе 2.1.

Устойчивого хода каналокопателя достигают при равенстве заглубляющего момента от веса рабочего органа с тяговой или навесной рамой и выглубляющего момента от реакций грунта на плужный орган (рис. 2.17).

В связи с необходимостью прокладки каналов разного размера в различных грунтах целесообразно иметь такую систему агрегатирования базовой машины с рабочим органом, которая позволила бы изменять его положение в продольной и вертикальной плоскости. Для прицепного каналокопателя это изменение лучше всего обеспечивать относительно тяговой рамы, для навесного каналокопателя – относительно базовой машины, т. е. механизм этого изменения позволил бы регулировать величину угла резания лемеха.

Если заглубляющий момент меньше выглубляющего, то рабочий орган самовыглубляется, если наоборот – самозаглубляется. Для управления такими явлениями необходима система управления, с помощью которой усилия от рабочего органа нужным образом передаются на базовую машину, влияя, в конечном счете, на ее проходимость и значение тягового усилия по сцеплению.

Контрольные вопросы к главе 2.3

1. Что такое направляющая кривая (НК) подъемно-отвальной поверхности плужного рабочего органа?
2. Что такое кривая сферического отображения (КСО) подъемно-отвальной поверхности плужного рабочего органа?
3. Расскажите об алгоритме построения проекций рабочего органа плужного каналокопателя.
4. В чем заключаются преимущества линейчатой разворачивающейся поверхности плужного рабочего органа?
5. Расскажите об алгоритме определения реакций грунта на плужный рабочий орган с учетом параметров его поверхности.

2.4. Основы теории и расчета машин с отвальными рабочими органами для разравнивания кавальеров, планировки откосов каналов и полей

2.4.1. Основные параметры и типы профилей отвалов

К основным параметрам относят (рис. 2.18) форму отвала, характеризующую радиусом кривизны r , рабочую высоту отвала h_{op} , угол резания ψ , угол опрокидывания ψ_0 , центральный угол профиля отвала ε_0 , угол заострения ножа γ_n . 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_H , задний угол $\theta_{зад}$.

Типы профилей отвалов в зависимости от геометрической формы можно разделить на три группы: I, II, III (см. рис. 2.18). К I группе относят отвалы с постоянным радиусом кривизны r , ко II группе – отвалы с большей кривизной вверх, к III группе – отвалы с большей кривизной вниз.

Аналитические зависимости между основными параметрами профилей отвалов позволяют определить геометрические параметры рабочего органа в зависимости от его типа (рис. 2.18).

Радиус отвала с постоянной кривизной (группа I), м:

$$r = h_{op} - b_H \cdot \sin \psi / 2 \sin \left[0,5 \cdot (90^\circ + \psi_0 - \psi) \right] \cdot \cos \left[\pm 0,5 \cdot (90^\circ - (\psi_0 + \psi)) \right], \quad (2.170)$$

В формуле (2.170) 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,

$$r = (h_{op} - b_H \cdot \sin \psi) \cdot (2 \cos \psi)^{-1},$$

Угол отклонения хорды профиля отвала от вертикали:

$$\nu = \pm 0,5 \cdot [90^\circ - (\psi_0 - \psi)],$$

где знак «+» соответствует наклону отвала назад, знак «-» – вперед от вертикали, проходящей через режущую кромку рабочего органа.

Для отвалов с профилем переменной кривизны (группы II и III двухцентровые) больший радиус r_1 и меньший r_2 соответственно, м,

$$r_1 = h_{op} - b_H \cdot \sin \psi / 3 \sin \psi_0 \cdot \cos n \cdot \left[2 \cos \left(\frac{\varepsilon_0}{6} \right) \right]^{-1}, \quad r_2 = 0,5 r_1, \quad (2.171)$$

где ε_0 – центральный угол части профиля отвала, описанной радиусом r_1 , град, для инженерных расчетов можно принимать $\varepsilon_0 = 30...55^\circ$; ν – угол отклонения хорды профиля отвала групп II и I от вертикальной плоскости соответственно, град, $\nu = 5 / (6 \cdot \varepsilon_0 + \psi - 90^\circ)$; $\nu = 7 / (6 \varepsilon_0 - 90^\circ)$.

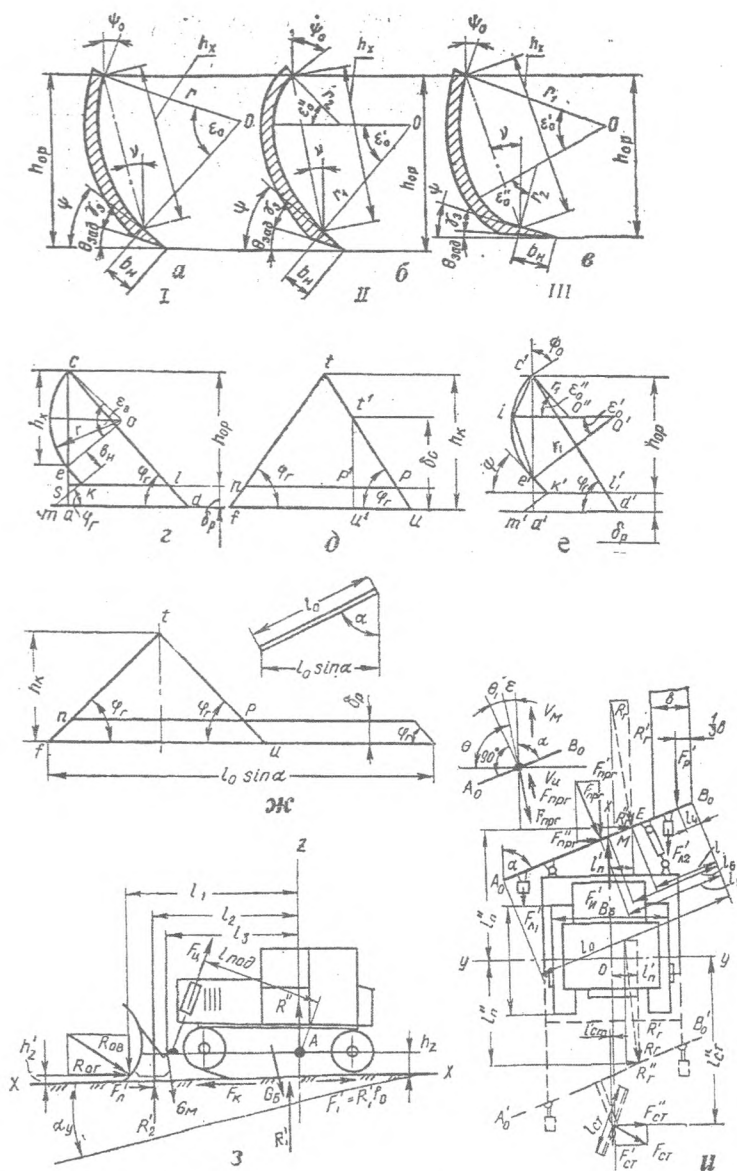


Рис. 2.18. Основные параметры профилей и схемы к расчёту кавальероразравнивателей:

а — отвал с постоянным радиусом кривизны; б, в — отвал с переменным радиусом кривизны: с большей кривизной вверх (тип III); г — схема поперечного сечения призмы волочения, перемещаемой отвалом с профилем постоянной кривизны (группа I); д — схема поперечного сечения кавальера; е — схема поперечного сечения призмы волочения, перемещаемой отвалом с профилем переменной кривизны (группа II); ж — схема к определению длины отвала кавальероразравнивателя; з — схема сил, действующих на кавальероразравниватель в вертикальной плоскости; и — схема сил, действующих на кавальероразравниватель в горизонтальной плоскости

Рабочая высота отвала h_{op} (м) зависит в основном от объёма призмы волочения, перемещаемой отвалом, физических свойств грунта, технологического процесса, выполняемого машиной, и ограничивается при достаточной длине рабочего органа мощностью двигателя трактора $P_{дв}$, кВт:

$$h_{op} = (0,20 \dots 0,22) \sqrt[3]{P_{дв}} \quad (2.172)$$

Конструктивная высота отвала – высота по хорде для всех типов м,

$$h_x = (h_{op} - b_H \cdot \sin \psi) \cdot \cos^{-1} v,$$

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 ψ_{opt} . Этим углом соответствует минимальное сопротивление копанью грунта отвалом. Увеличение угла резания по сравнению с его оптимальным значением ухудшает условия движения грунта по отвалу, приводит его к заклиниванию и вызывает увеличение призмы волочения, уменьшение угла ψ по сравнению с ψ_{opt} , создаёт застойные зоны 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 $\psi_{opt} = 45 \dots 85^\circ$. Для отвалов I, II и III групп угол резания составляет, град:

$$\psi = 90^\circ - \varepsilon_o + \psi_o; \quad \psi = 90^\circ - 2 \cdot \varepsilon_o + \psi_o. \quad (2.173)$$

Центральный угол профиля отвала, град.,

$$\varepsilon_o = L_{оп} / h_x = 1,05 \dots 1,15,$$

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 соответственно:

$$\varepsilon_o = 60 - 100^\circ \text{ и } \varepsilon_o = \varepsilon_o'' + 0,5 \cdot \varepsilon_o'', \quad (2.174)$$

где ε_o'' – центральный угол части профиля отвала, выполнено по радиусу r_2 , град. На практике принимают $\varepsilon_o = \varepsilon_o'$ и $\varepsilon_o = \varepsilon_o'$, $0,5 \cdot \varepsilon_o' = 1,5 \cdot \varepsilon_o'$.

Угол опрокидывания ψ_o определяет направление движения грунта при сходе его с рабочей поверхности отвала. Правильно выбранный угол ψ_o обеспечивает свободное перемещение призмы волочения без пересыпания грунта через верхнюю кромку отвала. Угол ψ_o зависит от назначения и условий работы пассивного рабочего органа. Для отвалов I, II и III групп соответственно:

$$\psi_o = \psi + \varepsilon_o - 90^\circ; \quad \psi_o = \psi + 2 \cdot \varepsilon_o - 90^\circ; \quad \psi_o = k_\varepsilon \cdot \varepsilon_o, \quad (2.175)$$

где k_ε – коэффициент пропорциональности, $k_\varepsilon = 0,4 \dots 0,8$.

Угол заострения (заточки) γ_3 ножа отвала (рис. 2.18) принимают из условия прочности и снижения износа режущей кромки отвала в пределах $\gamma_3 = 25...30^\circ$, при этом задний угол $\theta_{зад} \geq 5...7^\circ$.

2.4.2. Расчет кавальероразравнивателей

Выбор основных параметров рабочего органа. Наиболее рациональная форма профиля отвала для кавальероразравнивателя – отвалы с переменным и постоянным радиусом кривизны (рис. 2.18 а) и переменным (рис. 2.18 б, в) (группы II и I); при хорошем качестве разравнивания первый из них менее энергоемок, второй более прост в изготовлении, второй – менее энергоемок. Наибольшей энергоемкостью обладает отвал III группы.

Рабочую высоту отвала определяют в зависимости от мощности двигателя трактора по формуле (2.172). Для разравнивания кавальера за один проход, исходя из условия равенства площадей поперечных сечений разравниваемой части кавальера **ntp** и призмы волочения **mkecd** (рис. 2.18 г, д) с учетом разрыхления и сгуживания грунта рабочая высота отвала I группы, м:

$$h_{op} \geq \sqrt{2k_p \cdot k_{ce} \cdot h_k - \delta_p^2 \cdot ctg \phi_e - r^2 \left(\frac{\pi \cdot \varepsilon_o}{180^\circ} - \sin \varepsilon_o \right)} \cdot ctg^{-1} \phi_e - \delta_p, \quad (2.176)$$

где k_p – коэффициент разрыхления грунта (табл. 2.2); k_e – коэффициент сгуживания грунта, $k_{ce} = 1,4...1,8$ для оптимальных углов захвата $\alpha_{opt} = 30...45^\circ$ (большие значения соответствуют большим α_{opt}); h_k – высота кавальера, м; δ_p – толщина отсыпаемого (разравниваемого) слоя грунта, м, $\delta_p = 0,1...0,5$ м; ϕ_e – угол естественного откоса кавальера, град (табл. 2.2); r – радиус профиля отвала, м, вычисляют по формуле (2.175); ε_o – центральный угол профиля отвала, град. Для отвалов I группы $\varepsilon_o = 60...100^\circ$;

Для перемещения кавальера за один проход, исходя из условия равенства площадей поперечных сечений кавальера **ftu** и призмы волочения **kecl** (рис. 2.18 г, д) рабочую высоту отвала I группы вычисляем по формуле (2.176) при $\delta_p = 0$.

Толщину слоя грунта δ_p (рис. 2.18 г, д), мм, 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't'p** и призмы волочения **mkecd** (рис. 2.18 г). При разравнивании грунта отвалом I группы, м,

$$\delta_e \cong \sqrt{\left((h_{op} + \delta_p)^2 ctg \phi + r^2 \left(\frac{\pi \cdot \varepsilon_o}{180^\circ} - \sin \varepsilon_o \right) \right)} \cdot (k_{ce} \cdot k_p \cdot ctg \phi_e)^{-1}, \quad (2.177)$$

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. 2.18 г, б) толщину слоя грунта δ_c , м, вычисляют по формуле (2.182) при $\delta_p = 0$. Для отвала II группы (рис. 2.18 б, е) принимают центральный угол $\varepsilon_o = \varepsilon_o''$, $r_1 = 2r_2$. Площадь части призмы грунта, ограниченной профилем отвала и хордой $e's'$, приравнивают приближенно к площади $e't'o$. Тогда рабочую высоту отвала для разравнивания кавальеров за один проход находим аналогично формулам (2.177) и (2.181), м,

$$h_{op} \geq \sqrt{\left[\frac{2 \cdot k_p \cdot k_{cz} \cdot (h_k - \delta_p)^2 \cdot \text{ctg} \phi_z - r \sin^2 \varepsilon_o'}{0,5 \cos \left(\psi + \frac{\varepsilon_o'}{2} \right) 2 \sin \left(\psi + \frac{\varepsilon_o'}{2} \right) + \cos \left(\psi_o - \frac{\varepsilon_o'}{2} \right)} \cdot \text{ctg}^{-1} \phi_z - \delta_p \right]^2}, \quad (2.178)$$

Рабочую толщину слоя грунта для перемещения кавальера за несколько проходов определяют по формуле (2.179) при $\delta_p = 0$; δ_c — толщина слоя грунта для разравнивания кавальера за несколько проходов, м,

$$\delta_c \cong \sqrt{\left[(h_{op} + \delta_p)^2 \text{ctg} \varphi_z + r_1^2 \sin^2 \varepsilon_o' / 2 \cos \left(\psi + \frac{\varepsilon_o'}{2} \right) \left[2 \sin \left(\psi + \frac{\varepsilon_o'}{2} \right) + \cos \left(\psi_o - \frac{\varepsilon_o'}{2} \right) \right] \right] (k_{cz} k_p \text{ctg} \varphi_z)^{-1}}, \quad (2.179)$$

Эффективность работы отвала кавальероразравнивателя в значительной степени определяют выбором углов установки отвала: угла резания ψ , угла опрокидывания ψ_o и угла захвата α .

Углы резания ψ для отвалов I и II групп рассчитывают по формулам (2.173). Углы ψ должны находиться в оптимальных пределах: для минеральных грунтов $\psi_{opt} = 45 \dots 70^\circ$, для торфяников $\psi_{opt} = 50 \dots 70^\circ$ (табл. 2.6). В случае несоответствия ψ пределам оптимальных углов резания ψ_{opt} меняют величины углов ε_o и ψ_o в рекомендуемых выше пределах.

Угол опрокидывания ψ_o вычисляют по формулам (3.14), k_e принимают $k_e = 0,6 \dots 0,8$. Для увеличения объема призмы волочения на верхнюю часть отвалов устанавливают козырьки под углом от 0 до ψ_o , град к вертикали.

Угол захвата отвала α в рабочем положении выбирают в оптимальных пределах углов захвата α_{opt} , соответствующих минимальному удельному сопротивлению грунта разравниванию (см. табл. 2.6). Для минеральных грунтов $\alpha_{opt} = 35 \dots 50^\circ$, для торфяников $\alpha_{opt} = 30 \dots 45^\circ$. Для всех групп отвалов с увеличением угла захвата возрастают сопротивление перемещению рабочего органа и коэффициент сгруживания k_{cr} особенно интенсивно, начиная с $\alpha_{opt} = 40 \dots 50^\circ$ и более, а при углах $\alpha_{opt} = 60 \dots 70^\circ$ образуются застойные зоны впереди отвала, интенсивность перемещения грунта призмы волочения вдоль отвала резко падает или перемещение прекращается. Максимальное значение угла захвата, при котором грунт еще будет скользить по отвалу, $\alpha_{max} = 90^\circ - \phi$.

Длина отвала, м, при заданной марке трактора зависит от мощности его двигателя, кВт:

$$\lambda_o = (0,885 \dots 0,997) \sqrt[3]{P_{\text{дв}}}, \quad (2.180)$$

Таблица 2.6

Оптимальные углы установки отвала кавальероразравнивателя

Грунт	r/r ₁					
	0,6/0,3	0,5/0,25	0,4/0,2	0,6/-	0,4/-	0,3/-
Торфяной						
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	42...40
Минеральный						
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

Таблица 2.7

Значения коэффициента $k_{\text{отв}}$ в зависимости от угла резания ψ для торфяного и минерального грунтов

Радиусы кривизны отвала типа III	ψ , град						
r ₁ , r ₂ , м	45	50	55	60	65	70	75
<i>Торфяной грунт</i>							
0,6; 0,30	1,24	1,20	1,18	1,15	1,12	1,12	1,17
0,5; 0,25	1,22	1,22	1,20	1,19	1,19	—	—
0,4; 0,20	1,26	1,23	1,23	1,28	—	—	—
<i>Минеральный грунт</i>							
0,6; 0,3	—	0,8	0,87	0,96	1,03	—	—
0,5; 0,25	0,83	0,92	1	1,1	1,19	1,1	1,15
0,4; 0,20	1,09	1,15	1,23	1,3	1,36	1,27	—

При разравнивании кавальера за один или несколько проходов длина рабочего органа, м,

$$\lambda_o \geq \left[(k_p \cdot h_k^2 + \delta_p^2) \cdot \text{ctg} \phi_r \right] (\delta_p \cdot \sin \alpha z_{\text{нр}})^{-1}, \quad (2.181)$$

где k_p — коэффициент разрыхления грунта (табл. 2.2); h_k — высота кавальера, м; δ_p — толщина разравниваемого слоя, м, $\delta_p = 0,1 \dots 0,5$ м; ϕ_r — угол естественного откоса кавальера, град; α — угол захвата отвала, град; $z_{\text{нр}}$ — число проходов, $z_{\text{нр}} = 1 \dots 5$.

Длина отвала λ_o в рабочем положении должна обеспечивать ширину захвата b_3 , несколько большую, чем ширина гусеничного хода $b_{тр}$, м,

$$b_3 = \lambda_o \cdot \sin \alpha \geq b_{тр} + 0,6.$$

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 кавальероразравнивателя. Суммарное тяговое сопротивление F' , кН, вычисляют по формуле (2.59), сопротивление передвижению кавальероразравнивателя – по формуле (2.60), при $\alpha_y < 10^\circ$ и по формуле (2.61), при $\alpha_y > 10^\circ$. При $\alpha_y > 10^\circ$:

$$R'_1 = G_B \cdot \cos \alpha_y \pm R''_A, \quad (2.182)$$

где G_B – сила тяжести базовой машины, кН, α_y – продольный угол наклона трассы, град; R''_A – вертикальная составляющая реакции навесного оборудования на трактор в точке его крепления А, знак «–» принимают при противоположном направлении реакции R''_A и сил $(G_B + G_M) \cdot \cos \alpha_y$ и «+» – при одинаковом:

$$R''_A = R_{ov} + G_M \cdot \cos \alpha_y - R'_2, \quad (2.183)$$

здесь R_{ov} – вертикальная составляющая равнодействующей сил копания грунта отвалом [см. формулу (2.38)]; G_M – вес рабочей машины, Н, R'_2 – нормальная составляющая реакции грунта (опорных давлений) на лыжу (рис. 2.18 з). Из условия равновесия $\sum M_A = 0$, кН:

$$R'_2 = [R_{ov} \cdot \lambda_1 + G_M \cos \alpha_y \lambda_3 + R_{oz} \cdot (h_z - h'_z)] \cdot (\lambda_2 - f'_m h'_z)^{-1},$$

где λ_2 , λ_3 – плечи действующих сил, м; h_z – высота расположения точки крепления рамы навесного оборудования к трактору, м; R_{oz} – горизонтальная составляющая равнодействующей сил копания грунта отвалом; h'_z – расстояние от грунтовой поверхности до точки приложения к отвалу равнодействующей сил копания грунта рабочим органом кавальероразравнивателя, $h'_z \cong h_{op}/3$. f'_m – коэффициент трения грунта по стали.

При работе кавальероразравнивателя без лыж $R'_2 = 0$, а R_1 – суммарная вертикальная реакция под гусеничным ходовым устройством без лыж и с опорой на лыжи:

$$R'_1 = R_{ov} + (G_B + G_M) \cdot \cos \alpha_y. \quad (2.184)$$

Сопротивление перемещению рабочего органа и лыж соответственно:

$$F'_{po} = R_{oz} = F'_p + F'_{np}; F'_{оп} = F'_л \cong R'_2 \cdot f'_m, \quad (2.185)$$

где f'_m – выбирают по таблице (2.2); F'_p , F'_{np} – сопротивления от резания грунта и передвижения призмы волочения, кН.

Сопротивление разравниванию, кН:

$$F_p = 10^3 \cdot k_{отв} \cdot k_0 \cdot S'_k,$$

где $k_{отв}$ – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности отвала (угол резания, радиус кривизны), значения $k_{отв}$ приведены в таблице 2.7; k_0 – коэффициент удельного сопротивления грунта разравниванию, $k_0 = 0,01...0,02$ МПа для торфяного грунта и $k_0 = 0,07...0,17$ МПа для минерального грунта; S'_k – площадь поперечного сечения вырезаемой части кавальера, м²:

$$S'_k = \left[\Pi_3 \cdot (\lambda_y v_p^{-1} + t_{нов}) \right] (3,6 \cdot 10^3 \lambda_y k_\epsilon)^{-1}, \quad (2.186)$$

Здесь Π_3 – заданная эксплуатационная производительность кавальероразравнивателя, м³/ч; ℓ_y – длина рабочего участка, м; v_p – расчетная рабочая скорость машины, м/с, $v_p = 0,55...1,1$ м/с; $t_{нов}$ – время подъема, опускания рабочего органа, переключения передачи и поворота машины, с, $t_{нов} = 10...20$ с; k_ϵ – коэффициент использования рабочего времени, $k_\epsilon = 0,8...0,9$.

При разравнивании кавальера с одной стороны канала челночным способом

$$S'_k = \left[\Pi_3 (\lambda_y v_p^{-1} + \lambda_y v_x^{-1} + 2t_{нов}) \right] (3,6 \cdot 10^3 \lambda_y k_\epsilon)^{-1},$$

где v_p – скорость холостого хода машины, $v_p = 1,1...1,4$ м/с.

Если Π_3 неизвестно, то S'_k определяют в зависимости от геометрии, сечения вырезаемого пласта, для треугольного сечения $S'_k = b \cdot \delta^x \cdot (x+1)^{-1}$, для прямоугольного $S'_k = b \cdot \delta$ (b – ширина вырезаемого пласта, м; δ – глубина резания, м, δ измеряется от δ_c до h_k (рис. 2.18 д); x – показатель степени, для минеральных грунтов $x = 0,7...1$, для торфяных $x = 1...1,2$).

Сопротивление перемещению призмы волочения

$$F'_{np} = G_{np} \cdot f_z \cdot \cos \epsilon = G_{np} \cdot f_z \cdot \sin \theta = 10^{-3} \cdot \lambda_o \cdot S_k \cdot k_{сгр} \cdot \gamma_z \cdot f_z \cdot \sin(\alpha + \theta_1), \quad (2.187)$$

где G_{np} – вес призмы волочения, кН; f_z – коэффициент трения грунта по грунту (табл. 2.3); ϵ – угол между направлением движения отвала и направлением движения грунта, град, $\epsilon = 90^\circ - \theta$, θ – угол отклонения направления перемещения грунта от нормали к направлению движения рабочего органа, град (рис. 2.18 и), $\theta = \alpha + \theta_1$ (α – угол захвата, град). Для кавальероразравнивателя 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. 2.18 и): при разравнивании разрыхленного грунта $\theta_1 = \arcsin \left[f \sqrt{1 + f^2} \right] = \phi$,

$$\theta_1 = \arcsin \left[f \sqrt{G_{np}^2 f_z^2 (1 + f_M^2) - (F'_p \cos \alpha)^2} - F'_p \cos \alpha \right] [G_{np} \cdot f_z \cdot (1 + f_M^2)],$$

здесь ϕ – угол трения грунта о поверхность отвала, град; $k_{сгр}$ – коэффициент сгруживания, $k_{сгр} = 1,4...1,8$; γ_z – определяют по таблице 2.2.

Сопротивление сил инерции F' (кН) вычисляют по формуле (2.63). Условие движения кавальероразравнивателя проверяют по формуле (2.65).

Мощность двигателя кавальероразравнивателя вычисляют по формулам (2.1) и (2.6)... (2.16).

Мощность на подъем рабочего оборудования, кВт:

$$P_d = F_u v_{шт} \eta_{под}^{-1}, \quad (2.188)$$

где F_u - усилие в штоках гидроцилиндров подъема рамы, кН (рис. 2.19 д):

$$F_u \cong [R_{oz} \cdot (h_z - h'_z) + R_{ов} \cdot \lambda_1 + G_m \cdot \lambda_3 \cdot \cos \alpha_y] l_{под}^{-1},$$

где $v_{шт}$ - скорость движения штоков гидроцилиндров подъема рамы, м/с; $v_{шт} = 0,07...0,1$ м/с; $\eta_{под}$ - КПД механизма подъема рабочего оборудования, $\eta_{под} = 0,7...0,75$ м/с; $l_{под}$ - высота подъема, м.

Усилия, действующие на рабочий орган в горизонтальной плоскости, и условия устойчивости хода машины, показаны на рисунке 2.18. На рабочий орган в горизонтальной плоскости действуют реакции, кН: F'_p , F'_u и $F'_l = F'_{l1} + F'_{l2}$ $F_{нрг} = G_{нр} \cdot f_g = V_{нр} \cdot \gamma_g \cdot f_g$,

где $G_{нр}$ - вес призмы волочения, кН; γ_g - удельный вес грунта, кН/м³; f_g - коэффициент трения грунта по грунту (табл. 2.2); $V_{нр}$ - объем призмы волочения, м³; $V_{нр} = \lambda_o \cdot S_k \cdot k_{сгр}$ (λ_o - длина отвала, м; S_k в м², $k_{сгр} = 1,4...1,8$).

Составляющие $F_{нрг}$ будут $F'_{нрг} = F_{нрг} \cos \varepsilon$ [см. формулу 2.187] и $F_{нрг} = F_{нрг}'' \cdot \tan \varepsilon$; $F'_l = F'_{l1} + F'_{l2}$, где F'_{l1} и F'_{l2} - силы трения о грунт соответственно левой и правой лыж, $F'_{l1} = F'_{l2} = 0,5 F'_l$.

Приближенно действующие силы расположены (рис. 2.19 и): F'_p - по длине отвала от его конца (точка B_0) на расстоянии $\lambda_4 = b \cdot (3 \cdot \sin \alpha)$ (b - ширина вырезаемого сечения кавальера, м; α - угол захвата, град); $F_{нрг}$ - на расстоянии $\lambda_5 = 0,5 \cdot \lambda_o$ от переднего края отвала; F - в точке М пересечения продольной оси трактора х-х с линией отвала $A_0 - B_0$ на расстоянии ℓ_6 от переднего края рабочего органа. Составляющие равнодействующие:

$$R'_z = F'_p + F'_{нрг} + F'_l - F'_u \quad \text{и} \quad R''_z = F''_{нрг},$$

Из равенства суммы моментов $\sum M_{B_0}$, действующих на отвал сил F'_p , $F'_{нрг}$, $F''_{нрг}$, F'_u , $F'_l = F'_{l1} + F'_{l2}$, сумме моментов составляющих равнодействующей R'_z находим расстояние ℓ м, точки приложения Е равнодействующей R'_z к отвалу от его переднего конца (точка B_0) (рис. 2.19 и):

$$\lambda = F'_p \cdot \lambda_4 \cdot F'_{нрг} \cdot \lambda_5 (1 + \operatorname{ctg} \theta \cdot \operatorname{ctg} \alpha) - F'_u \cdot \lambda_6 + F'_l \cdot 0,5 \lambda_o / F'_p + F'_{нрг} \cdot (\lambda + \operatorname{ctg} \theta \cdot \operatorname{ctg} \alpha) - F'_u + F'_l,$$

где $\lambda_4 = b \cdot (3 \cdot \sin \alpha)^{-1}$ (здесь b - ширина основания, вырезаемого сечения кавальера: при разравнивании кавальера за один проход $b = \sqrt{4 \cdot S_k \cdot \operatorname{tg}^{-1} \phi}$, за несколько проходов $b = \sqrt{2 \cdot S_k \cdot \operatorname{tg}^{-1} \phi}$; α - в град); ℓ_6 - расстояние точки М пересечения продольной оси трактора х-х с линией отвала $A_0 - B_0$ от его переднего края (точки B_0), м.



149

Линия действия отвала R_r смещена относительно центра поворота трактора (точки О, рис. 2.19 и), что создает поворачивающий момент в сторону переднего края отвала. Устойчивость движения машины в горизонтальной плоскости оценивают по коэффициенту запаса устойчивости:

$$k_y^e = M_{yd} / M_{нов} \geq 1,4 \dots 1,5,$$

где M_{yd} – удерживающий момент, вычисляемый по формуле (2.94); $M_{нов}$ – поворачивающий момент рабочего оборудования, кН · м (рис. 2.18 и). Для машины с передненавеской $M_{нов} = R_c' \cdot \lambda_n' + R_c'' \cdot \lambda_n''$, задненавеской $M_{нов} = R_c' \cdot \lambda_n' - R_c'' \cdot \lambda_n''$, где λ_n' и λ_n'' – плечи действия сил R_c' , R_c'' , м. Для машин с задним отвалом при прочих равных условиях $M_{нов}$ всегда меньше, чем для кавальеро-разравнивателей с передним отвалом, и движение более устойчиво.

k_y^e снижается с уменьшением угла захвата α для переднего отвала и возрастает для заднего (линия отвала $A_0 - B_0$, рис. 2.18 и). Для кавальеро-разравнивателя с задним отвалом наиболее устойчивый ход трактора при $\alpha = 30 \dots 40^\circ$, с передним – при $\alpha = 40 \dots 50^\circ$.

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 $10 \dots 12^\circ$ так, чтобы не было выпирания грунта, и устанавливают под углом $4 \dots 5^\circ$ к направлению движения машины и противоположную направлению поворачивающего момента. Коэффициент устойчивости машин со стабилизирующим устройством

$$k_y^e = (M_{yd} + M_{cm}) \cdot M_{нов}^{-1} \geq 1,4 \dots 1,5, \quad (2.189)$$

где M_{yd} – удерживающий момент базовой машины, кН · м; M_{cm} – удерживающий момент стабилизатора, кН · м,

$$M_{cm} = F_{cm}' \cdot \lambda_{cm}' + F_{cm}'' \cdot \lambda_{cm}'', \quad (2.190)$$

здесь F_{cm}' – тяговая составляющая равнодействующей сил, действующих на стабилизирующее устройство, кН. Без учета сил резания (они незначительны) F_{cm}'' – боковая составляющая равнодействующей сил, действующих на стабилизатор хода, кН:

$$F_{cm}' \cong 0,5 \cdot k_{cm} \cdot \lambda_{cm}' \cdot h_{cm} \cdot \delta_c (\sin \alpha_{cm} + f \cos \alpha_{cm}), \quad (2.191)$$

$$F_{cm}'' \cong 0,5 \cdot k_{cm} \cdot \lambda_{cm}'' \cdot h_{cm} \cdot \delta_c (\sin \alpha_{cm} + f \cos \alpha_{cm}) \operatorname{tg}^{-1}(\alpha_{cn} + \phi), \quad (2.192)$$

где k_{cm} – коэффициент объемного смятия, кН/м³, $k_{cm} = 3 \cdot 10^3 - 13 \cdot 10^3$ кН / м³ для минеральных и $k_{cm} = 1 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^3$ кН / м³ для торфяно-болотных грунтов; ℓ_{cm} – длина рабочей поверхности ножа стабилизатора, м, h_{cm} – глубина погружения ножа стабилизатора в грунт, м; $h_{cm} = 0,1 \dots 0,15$ м; δ_c – деформация стенки прорези ножом стабилизирующего устройства, м, $\delta_c = 0,005 \dots 0,02$ м; α_{cm} – угол захвата ножа стабилизатора, град; f – коэффициент трения грунта по стали (см. табл. 2.2); λ_{cm}' и λ_{cm}'' – плечи действия сил F_{cm}' и F_{cm}'' ; ϕ – угол внутреннего трения грунта по стали, град., $\phi = \operatorname{arctg}(f)$; при $\alpha_{cm} = 1 \dots 6^\circ$ $F_{cm}'' = (2 \dots 2,5) \cdot F'$.

Силы F'_{cm} и F''_{cm} прикладываются в геометрическом центре тяжести погруженной в грунт части ножа стабилизатора хода. На слабых грунтах предпочтение следует отдавать черенковым ножам, на плотных – можно применять дисковые.

Методика статического расчета в вертикальной продольной плоскости при действии сил, показанных на рисунке 2.18 з, и определение проходимости кавальероразравнивателей приведены в главе 2.1.

2.4.3. Расчет откосопланировщиков

Выбор основных параметров. Для откосопланировщиков, поднимающих грунт вверх по откосу, рекомендуются отвалы I группы (рис. 2.18 а). Рабочая высота отвала, м:

$$h_{op} = h_y + b_n \cdot \sin \psi, \quad h_y = h_x \cos(\alpha_{k1} - \nu),$$

где h_y – высота установки отвала, м; b_n – ширина ножа, м, $\alpha_{k1} = \arctg(tg \alpha_k \cdot \cos \alpha)$; α_{k1} – угол наклона откоса к горизонту, град.; ν – угол отклонения хорды отвала от ее проекции на вертикальную плоскость, проходящую через режущую кромку рабочего органа: $\nu = 90^\circ + \alpha_{k1} - (0,5 \cdot \varepsilon + \psi)$; h_k – высота отвала по хорде, м, определяют из условия равенства объема призмы грунта, удерживаемой отвалом V_o , м³, и объема грунта V_p , м³, вырезаемого отвалом при работе с расчетным углом захвата:

$$V_o = \lambda_o (S_1 + S_2 + S_3),$$

где λ_o – длина отвала, м; S_1, S_2, S_3 – части площади поперечного сечения призмы волочения грунта (рис. 2.19 б), м²: S_1 – площадь фигуры *ute*; S_2 – площадь фигуры *abtu*; S_3 – площадь сегмента, ограниченного дугой *ab*.

Принимая, что $S_2 + S_3 \cong 2 \cdot S_2$, и выражая угол ϕ_1 через ϕ – угол естественного откоса грунта (см. табл. 2.2), получим, м³,

$$\begin{aligned} V_o = V_h = 0,5 \cdot h_x^2 \cdot \cos \phi \cdot \cos \alpha_{k1} \cdot \lambda_o \cdot \cos^{-1} \alpha_{k2} \cdot \sin^{-1}(\alpha_{k3} + \phi) 2h_x \cdot \delta \cdot \lambda_o \cdot \cos^{-1} \varepsilon_o / 2 = \\ = S_4 \cdot \delta = 0,5 \cdot k_p \cdot (\lambda_o)^2 \cdot \sin(\alpha_p + \varepsilon) \sin \alpha_p \cdot \delta \sin^{-1} \varepsilon \end{aligned} \quad (2.193)$$

откуда

$$h_x = \frac{x \cdot k_p \cdot \lambda_o \cdot \sin(\alpha_p + \varepsilon) \cdot \sin \alpha_p \cdot \cos \alpha_{k2} \cdot \sin(\alpha_{k3} + \phi) \cdot \cos \varepsilon_o / 2}{\sin \varepsilon \cdot [\cos \phi \cdot \cos \alpha_{k1} \cdot \cos \varepsilon_o / 2 + 4x \cdot \cos \alpha_{k2} \cdot \sin(\alpha_{k3} + \phi)]},$$

где ε – угол между направлением движения отвала и направлением движением грунта, $\varepsilon \cong 31^\circ - 0,28 \cdot \alpha - 0,39 \cdot \alpha_k$ (при $\alpha = 20...70^\circ$ и $\alpha_k = 18...45^\circ$); h_x, λ_o, δ – в м; S_4 – площадь $\triangle A_1 A_2 C$, м² (рис. 2.19 е); δ – толщина вырезаемого слоя грунта, м; k_p – коэффициент рыхления грунта (табл. 2.2); $\alpha_{k1}, \alpha_{k2}, \alpha_{k3}$ – углы, взятые в разных сечениях, определяют установку бокового отвала на откосе: $\alpha_{k1} = \arctg(tg \alpha_k \cdot \cos \alpha)$; $\alpha_{k2} = \arcsin(\sin \alpha_k \cdot \sin \alpha)$; $\alpha_{k3} = \arcsin(\sin \alpha_k \cdot \cos \alpha)$; ε_o – центральный угол отвала, определяют по формуле (2.179) для отвалов II и III групп, $\varepsilon_o = 60...100^\circ$ для отвала I группы; x – отношение толщины вырезаемой стружки δ к высоте отвала по хорде h_x , $x = \delta \cdot h_x - 1 = 0,05...0,08$.

Длина бокового отвала, м:

$$\lambda_o = h_o \cdot (\sin \alpha_k \sin \alpha_p)^{-1} \quad (2.194)$$

где h_o – высота отвала, м; α_k – угол наклона откоса канала, град; α_p – расчетный угол захвата отвала, град. На связных минеральных грунтах и откосах $\text{ctg} \alpha_k = 1:1; 1:1,5; 1:2; 1:3$, а α_p – соответственно 20, 25, 30, 36°.

Угол резания ψ для $\text{ctg} \alpha_k = 3; 1,5; 1$ соответственно $\psi_{\text{онм}} = -0,12\alpha + 67^\circ$; $\psi_o = 0,25\alpha + 76^\circ$; $\psi_{\text{онм}} = -0,4\alpha + 94^\circ$ (где α – угол захвата, град). Угол опрокидывания ψ_o находят по формуле (2.173).

Тяговый расчет и определение мощности. Суммарное тяговое сопротивление F – вычисляют по формуле (2.59) при $P_{\rho o} = 0$ и $P_m = 0$. Сопротивление передвижению откосопланировщика F_e по формулам (2.60) при $\alpha_y \leq 10^\circ$ и (2.61) при $\alpha_y > 10^\circ$. Причем $G_m = (0,25 \dots 0,5) / G_\delta$, большее значение принимают при двух отвалах (боковом и заднем), меньшее – при одном боковом. Определение входящих в указанные формулы величин приведено далее.

Нормальную реакцию грунта на трактор R'_1 (рис. 2.19 ж) находят по формуле (2.184), а нормальную к поверхности, составляющую реакции навесного оборудования трактора в точке его крепления А, R'_A – по формуле (2.183), где R_{ob} – вертикальная составляющая сил копания грунта откосопланировщика, кН, $R_{ob} = R$ ($R_{обб}$ и $R_{обз}$ – соответственно нормальные к опорной поверхности составляющие сил копания грунта боковым и задним отвалами, кН):

$$R_{обб} \cong (0,4 \dots 0,6) \cdot R_{обб} \text{ и } R_{обз} \cong (0,2 \dots 0,3) \cdot R_{обз}, \quad (2.195)$$

где $R_{обб}$ и $R_{обз}$ – составляющие сил копания грунта боковым и задним силами, параллельные поверхности грунта, кН [см. формулу (2.195)].

Нормальная составляющая реакции грунта (опорных давлений) (рис. 2.18 ж, з) из уравнения $\sum M_A = 0$:

$$R'_2 \equiv (R_{обб} \cdot l_7 + R_{обз} \cdot l_8 - R_{обб} \cdot (h_z + h_z') - R_{обз} \cdot (h_z - h_z') + (G_{бo} \cdot l_1 + G_p \cdot l_4 + G_{зо} \cdot l_3) \cdot \cos \alpha_y - \\ - (G_{бo} \cdot (h_1 + h_z) - G_p \cdot h_4 + G_{зо} \cdot h_3) \cdot \sin \alpha_y - F'_{cm} \cdot h_z) \cdot (l_2 + f'_M \cdot h_z)^{-1}, \quad (2.196)$$

где все силы – в кН, плечи – в м; $G_{бo}$, $G_{зо}$, G_p – соответственно силы тяжести бокового и заднего отвалов рамы, кН; $G_{бo} \cong 0,1 \cdot G_\delta$; $G_{зо} \cong 0,1 \cdot G_\delta$; $G_p \cong 0,2 \cdot G_\delta$ (G_δ – сила тяжести трактора); h_z – высота расположения точки крепления рамы навесного оборудования к трактору, м; h_z' и h_z'' – расстояния от грунтовой поверхности до точки приложения к отвалу равнодействующих сил копания грунта соответственно к заднему и боковому отвалам откосопланировщика, $h_z' \cong 0,3 \cdot h_{op}$, $h_z'' = (\lambda_o / 3 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \alpha_y - h_{op} / 3)$; F'_{cm} – тяговая составляющая реакции стабилизатора [см. формулы (2.191 и 2.192)]; α_y – угол продольного уклона, град; $\lambda_1 \dots \lambda_9$ – плечи сил (рис. 2.18 з).

$F_{л1}$ и $F_{л2}$ – сопротивление перемещению рабочего органа на лыжах. Эти силы определяют по формуле (2.202), $F_{л} = F_{л1} = F_{л2}$ (рис. 2.18 ж).

Общее горизонтальное усилие от рабочих органов откосопланировщика, кН,

$$F_{po} = R_{об} + R_{оз} = F_p + F_{np} = F_{pб} + F_{npб} + F_{pz} + F_{npz}, \quad (2.197)$$

где индексы «б» и «з» – соответственно для бокового и заднего отвалов, кН.

Суммарное боковое усилие от рабочих органов откосопланировщика, кН,

$$F_{pб} = 10^{0,7} \cdot C_{yд} \cdot \delta^{1,35} \cdot (1 + 2,6 \cdot \lambda_o) \cdot (1 + 0,01 \cdot \psi_{opt}) \cdot \sin \alpha,$$

где $C_{yд}$ – число ударов плотномера ДорНИИ (табл. 2.2); δ – толщина вырезаемой стружки при чистовом проходе, $\delta = 0,03 \dots 0,05$ м; λ_o – длина бокового отвала, м [см. формулу (2.194)]; ψ_{opt} – оптимальный угол резания, град; $F_{pz} = 0$. $F_{npб} = F_{npб1} + F_{npб2} + F_{npб3}$ F, где $F_{npб1}$ – тяговое сопротивление перемещению боковым отвалом призмы волочения грунта по поверхности откоса, кН (рис. 2.20 д):

$$F_{npб1} = F_{ep} \cos \varepsilon = (k'_{np} + 1) G_{np} f_e \cos \alpha_k \cos \varepsilon = 10^{-3} (k'_{np} + 1) V_{np} \gamma_e f_e \cos \alpha_k \cos \varepsilon,$$

здесь F_{ep} – сопротивление грунта по направлению его перемещения; k'_{np} – коэффициент влияния призмы волочения. На откосах с заложением 1:3, 1:2; 1:1,5; 1:1 соответственно $k'_{np} = 0,05 \dots 0,15; 0,15 \dots 0,3; 0,3 \dots 0,6; 0,6 \dots 1,0$; G_{np} – вес грунта призмы волочения, кН; V_{np} – объем призмы волочения, м; γ_e – удельный вес грунта, Н/м³ (табл. 2.2);

$F_{npб2}$ – тяговое сопротивление перемещению грунта призмы волочения вдоль по отвалу, кН (см. рис. 2.19 г):

$$F_{npб2} = F_{cmp} \cdot \cos \varepsilon = F_{cmp} \cdot \sin \alpha_p \cdot \cos \varepsilon,$$

здесь F_{cmp} – составляющая силы трения стружки грунта F_{cmp} по поверхности вала, направленная вдоль рабочего органа, кН:

$$F_{cmp} = F_n f = (G_{np} \cdot \sin \alpha_k \cdot \cos \alpha_p + F'_{ep}) \sin (\psi + \varepsilon_o / 3) f,$$

здесь F_n – нормальное усилие грунта призмы волочения, действующее на ее поверхность в центре давления (точка А) на дуге с углом $\varepsilon_o / 3$ (рис. 2.20 г), кН; f – коэффициент трения грунта по стали; F_{ep} – составляющая силы трения F_{np} призмы волочения о поверхность откоса, направленная перпендикулярно к режущей кромке отвала, кН:

$$F_n = G_{np} \cdot [(k'_{np} + 1) \cdot \cos \alpha_k \cdot f_e \cdot \sin (\alpha_p + \varepsilon) + \sin \alpha_k \cdot \cos \alpha_p] \cdot \sin (\psi + \varepsilon_o / 3);$$

$$F'_{ep} = F_{ep} \cdot \sin (\alpha_p + \varepsilon) = (k'_{np} + 1) \cdot G_{np} \cdot f_e \cdot \cos \alpha_k \cdot \sin (\alpha_p + \varepsilon).$$

$F_{прб3}$ – тяговое сопротивление перемещению стружки грунта под призмой волочения в поперечном ее сечении, кН (рис. 2.20 г),

$$F_{прб3} = R_{сmp}''' \cdot \sin \alpha_p = R_{сmp}' \cdot \sin \psi = R_{сmp} \cdot \operatorname{tg} (\psi + \psi' - 90^\circ),$$

где $R_{сmp}'''$ – проекция на плоскость откоса составляющей $R_{сmp}'$ сопротивления перемещению стружки по отвалу под призмой волочения $R_{сmp}$ (рис. 2.19 д), кН:

$$R_{сmp} = F_o \cdot \sin \alpha + F_{ср}'' = F_n \cdot f \cdot \sin \alpha + F_n \cdot f_z = F_n \cdot (f \sin \alpha_p + f_z),$$

здесь $F_o \cdot \sin \alpha$ (рис. 2.19 д) – составляющая силы трения F_o стружки грунта по поверхности отвала, кН; $F_{ср}''$ – сила трения стружки грунта о грунт призмы волочения, кН (рис. 2.19 д); F_n – сила нормального давления грунта, кН; ψ – угол резания, град; ψ_1 – угол скола стружки грунта (рис. 2.18 е), град. $\psi' = [90^\circ - (\psi + \phi_z + \phi) \cdot 0,5]$; ϕ_z, ϕ – углы трения соответственно грунта по грунту и грунта по стали (табл. 2.2).

Горизонтальное усилие от заднего отвала $R_{о.г.з}$ определяют так же, как для бульдозерного отвала. Мощность двигателя вычисляют аналогично кавальероразравнивателю (см. раздел 2.5.2), мощность на подъем рабочего оборудования P_d определяют по формуле (2.188). Усилие гидроцилиндра, кН, подъема рамы с рабочим оборудованием (рис. 2.18 з) в рабочем и транспортном положении:

$$F_u = k_{зан} \cdot R_2' \cdot \lambda_2 \cdot (\lambda_{под})^{-1}; F_u = k_{зан} \cdot (G_{бo} \cdot \lambda_1 + G_p \cdot \lambda_4 + G_{зо} \cdot \lambda_3) \cdot (\lambda_{под})^{-1}$$

где R_2' – нормальная составляющая реакции грунта на лыжу, кН, находят по формуле (2.196); $\lambda_{под}$ – плечо действия силы, F_u на штоке гидроцилиндра подъема рамы, м (рис. 2.18 б); $k_{зан}$ – коэффициент запаса, $k_{зан} = 1, 2 \dots 1,3$. Расчет гидроцилиндра подъема рамы осуществляется по наибольшему из найденных значений F_u .

Усилие гидроцилиндра на подъем бокового отвала из рабочего в транспортное положение, кН (рис. 2.19 ж):

$$F_u' = k_{зан} \cdot [R_{об} \lambda_5 + R_{об}'' (h_z'' + h_6) + G_{бo} (\lambda_6 \cdot \cos \alpha_y + h_1 \cdot \sin \alpha_y)] \cdot (\lambda_{под}')^{-1}.$$

где силы в кН, плечи в м, α_y в град; $\lambda_{под}'$ – плечо действия силы F_u' .

Силы, действующие на рабочие органы универсального откосопланировщика, и условия устойчивости хода машины (рис. 2.19 ж, з).

На боковой отвал действует суммарная сила копания грунта, составляющие которой являются: $R_{об}$ [рис. 2.19 ж, см. формулу (2.195)], $R_{об}$ (см. формулу (2.197) и $R_{об}''$ – боковое усилие, действующее в горизонтальной поперечной плоскости (рис. 2.20, з); $R_{об}'' = k_6 R_{об}$, где k_6 – коэффициент, принимаемый по таблице 2.8.

Таблица 2.8

**Значения коэффициента k_ϵ в зависимости от угла захвата
и заложения откоса**

Угол захвата α , град	Заложение откоса		
	1:3	1:2	1:1
15	-	0,9	0,7
20	1,3	0,75	0,55
30	0,85	0,5	0,3
40	0,6	0,2	-
50	0,3	-	-

Точка М приложения результирующей силы к боковому отвалу приближенно располагается на расстоянии $\lambda_m \cong (1/4 \dots 1/3) \cdot \lambda_0$ по длине отвала от заднего конца отвала (рис. 2.19 з) и высоте $h_m \cong 1 / 3 h_{op}$ (рис. 2.18 з), где h_{op} – рабочая высота отвала, м; на задний отвал машины в горизонтальной плоскости действуют: $R'_{0z} = R_{0z} \cdot \text{tg} \epsilon$ (рис. 2.19 з). Устойчивость машины в горизонтальной плоскости в общем случае (установлено стабилизирующее устройство) оценивают коэффициентом запаса устойчивости k_y^e , определяемым по формуле (2.189), где $M_{уд}$ и $M_{см}$ – вычисляют соответственно по формулам (2.189), (2.190) и (2.195). Поворачивающий момент, кН · м (рис. 2.20 з):

$$M_{пов} = M_{пов}^{\sigma} + M_{пов}^{зад}$$

где $M_{пов}^{\sigma}$ – поворачивающий момент бокового отвала, кН · м; $M_{пов}^{\sigma} = R_{0z}'' \cdot \lambda_{n\sigma}' - R_{0z}'' \cdot \lambda_{n\sigma}''$, $\lambda_{n\sigma}'$ и $\lambda_{n\sigma}''$ – координаты точки М приложения реакций, $\lambda_{n\sigma}' = b_{\sigma}/2 + a_{\sigma} + \lambda_m$; b_{σ} – ширина гусеничного хода (колен), м; a_{σ} – расстояние от края гусеницы до бровки канала, $a_{\sigma} \geq 0,5$ м; λ_m – проекция на горизонтальную плоскость кратчайшего расстояния от бровки $\lambda_{n\sigma}'' = \lambda_{\sigma}/2 + a_{\kappa} - (1/4 / 1/3) \cdot \lambda_0 \cdot \cos \alpha$ канала до точки М приложения равнодействующей реакции к отвалу, $\lambda_m' = (1/4 / 1/3) \cdot \lambda_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha_y$, где λ_{σ} – длина гусеничного хода, м; a_{κ} – расстояние от вертикальной оси поворота бокового отвала (в плане точка К) до края гусеницы (принимают конструктивно $a_{\kappa} = 0,5 \dots 1$ м).

Поворачивающий момент зачистного (заднего) отвала, кН · м (рис. 2.20 з):

$$M_{пов}^{зад} = R_{0z}' \cdot \lambda_{n3}' = R_{0z}'' \cdot \lambda_{n3}''$$

где λ_{n3}' и λ_{n3}'' – координаты точки Е приложения равнодействующей реакции, плечо $\lambda_E \cong (0,5 \dots 0,3) \cdot \lambda_0^{зад}$.

2.4.4. Расчет ковшового планировщика

Выбор основных параметров рабочего органа. Рабочую высоту отвала h_{op} определяют в зависимости от мощности двигателя трактора по формуле (2.172), для ковшовых планировщиков рекомендуется I группа профиля отвального рабочего органа; радиус профиля отвала определяют по формуле (2.170).

Значения угла опрокидывания ψ_o (рис. 2.20, а) принимают оптимальным для работы ковшовых планировщиков в пределах $\psi_o = 15...30^\circ$, а для суглинистых грунтов $\psi_o = 20...25^\circ$. Оптимальный угол резания $\psi_{opt} = 28...35^\circ$. Соотношение параметров профиля отвала (высоты к радиусу) должно находиться в пределах $h_x / r = 1,1...1,3$; большие значения рекомендуются для отвалов, работающих на плотных, 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 устанавливают на высоте $h_{кр} = 30...35$ мм от режущей кромки отвала. Ширину ножа рабочего органа принимают $b_n \leq 150$ мм, угол заострения $\gamma_3 = 20...25^\circ$, а сам нож устанавливается заподлицо с рабочей поверхностью отвала. Длина отвала $\lambda_o = b_3$, где b_3 – ширина захвата, м:

$$b_3 = P_3 \cdot z_{np} \cdot (\lambda_y / v_p + t_{нов}) (0,36 \cdot \lambda_y \cdot k_b)^{-1} + b_n$$

где P_3 – заданная эксплуатационная производительность планировщика, га/ч; z_{np} – число проходов по одному месту, $z_{np} = 1...3$; $z_{np} = 1$ при $\lambda_{об} / 2\lambda_n > 3 / 5$ ($\ell_{об}$ и ℓ_n – длина базы и неровности); λ_y – длина рабочего участка, м; v_p – расчетная рабочая скорость планировщика, м/с, $v_p = 0,8...2,2$ м/с; $t_{под}$ – время подъема, опускания рабочего органа, переключения передач и поворота машины, с; k_b – коэффициент использования по времени, $k_b = 0,8...0,9$; b_n – ширина перекрытия соседних полос, $b_n = 0,5$ м.

Тяговый расчет, определение мощности. Суммарное тяговое сопротивление определяют по формуле (2.59) при $F'_{он}$ и добавляя F'_n – сопротивление перемещению планировщика [см. формулу (2.60)]. F'_z – вычисляют по формуле (2.60). Для прицепных планировщиков (рис. 2.20 а) суммарные вертикальные составляющие реакций, кН, на передние R'_1 и задние R'_2 колеса, тяговое усиление F_{m2} (при горизонтальном дышле) находят по формуле (2.169) при $R_{фв} = 0$, $R_{фм} = 0$, $\sum R_g = R_{ог}$, $\sum R_m = R_{ог}$, $x_R = l_{он}$ – длина базы; $R_{ог} = (0,2...0,3) \cdot R_{ог}$; $R_{ог}$ – по формуле (2.170); $h'_z = 0,3 \cdot h_{оп}$.

Вертикальная составляющая реакции на гусеницы базового трактора при горизонтальном дышле – $R_1 \cong G_\delta$, при угле наклона дышла β_δ^0 к горизонту – $R_1 = G_\delta \pm F_{m2} \cdot \text{tg} \alpha_m$. Для прицепных планировщиков с опорой на дышло (рис. 2.20 б) R'_1 и R'_2 определяют по формулам (2.183), F_{m2} и F_{m6} – по формулам (2.184), где $\sum R_m = R_{ог}$, $\sum R_g = R_{ог}$, $x_R = l_{он}$, $x_L = x_R$, $x_R = x_B$, $H_k = 0$, $h'_z = h'_z$; G_m – вес планировщика, дышла и передних колес; G_x – вес дышла и оси с передними колесами. R_1 , кН, для базовой машины весом G_δ (рис. 2.20 б), x_δ – координату центра давления Д, м, определяют из уравнений $\sum M_0 = 0$ и $\sum Z = 0$ для базовой машины, нагруженной силами F_{m2} и F_{m6} , направленными обратно (рис. 2.20 б), на прицепном устройстве:

$$R_1 = G_\delta + F_{m6}; x_\delta = (F_{m2} z_c + F_{m6} x_{m6} + G_\delta x_\delta) R_1^{-1}.$$

F'_z и F'_n определяют по формуле (2.60).

Для полунавесных планировщиков (рис. 2.20 в) вертикальная составляющая реакции грунта на задние колеса, составляющие F_{mz} и F_{mv} усилия на переднюю опору (на тракторе) определяют по формуле (2.169, 2.170). Вертикальная составляющая реакции грунта на задние колеса базовой машины (рис. 2.20 в) R_1 направлена обратно, кН,

$$R_1 = [F_{mv} \cdot (\lambda_{\delta} + x_0) + F_{mz} \cdot h_0 + G_{\delta} \cdot x_{\delta}] \cdot \lambda_{\delta}^{-1}.$$

Вертикальная составляющая реакции грунта на передние колеса базовой машины, кН:

$$R_2 = G_{\delta} + F_{mv} - R_1.$$

Сопротивление передвижению планировщика на колёсах, кН,

$$F_n^h = F_{on}^i = R_2 \cdot (f_m + i).$$

Сопротивление перемещению рабочего органа (технологические сопротивления):

$$F_{po}^i = R_{oz} = F_p^i + F_{np}^i,$$

где F_p^i и F_{np}^i – сопротивления резанию грунта и перемещение призмы волочения, кН; $R_{ог}$ – сопротивление копанию грунта с учетом резания открылками отвала и перемещения призмы:

$$R_{oz} = F_p^i + F_{np}^i = k_{откр} \cdot [10^{0,7} \cdot C_{yd} \cdot (\delta_{cl})^{1,35} \cdot (1 + 2,6 \cdot \lambda_o) \cdot (1 + 0,01 \cdot \psi) + 10^{-3} \cdot K_{сж} \cdot S_k^i + V_k \cdot \gamma_{\delta} \cdot \tan \phi_{\delta} \cdot 10^{-3}] \quad (2.198)$$

где $k_{откр}$ – коэффициент влияния открылков, $k_{откр} = 1,06$ при работе отвала на плотных и $k_{откр} = 1,03$ при работе на разрыхленных грунтах; C_{yd} – число ударов плетномера ДорНИИ в зависимости от напряжения вдавливания стружки для разрыхленного грунта в ковше от $k_{вд}$; δ_{ci} – средняя толщина срезаемого слоя, $\delta_{cl} = 0,05 \dots 0,1$ м; λ_o – длина отвала, м, принимают $\lambda_o = b_3$; b_3 – ширина захвата, ψ – угол резания, град; $K_{сж}$ – коэффициент удельного сопротивления срезаемого пласта грунта сжатию, МПа, $K_{сж} = 2k_{вд}$ ($k_{вд}$ – напряжение вдавливания стружки для разрыхленного грунта в ковше, МПа); S_k^i – площадь поперечного сечения вырезаемой стружки, м²:

$$S_k^i = \lambda_o \cdot \delta_{cm}.$$

C_{yd}	1...2	3	4	6	10	16	30
$k_{вд}$	0,01	0,025	0,035	0,04	0,075	0,1	0,2

Точнее δ_{cl} можно определить по эмпирической зависимости Э.А. Степанова:

$$\delta_{\text{сл}} = 67 - k_{\text{гл}} k_{\text{м}} [1 - (\ell_0/2\ell_{\text{н}} - 1)^2], \quad (2.199)$$

где $k_{\text{гл}}$ – коэффициент глубины неровности, м, $k_{\text{гл}} = 0,01h_{\text{н}}$, $h_{\text{н}}$ – высота (глубина) неровности, м, $h_{\text{н}} = 0,05 \dots 0,0025 \ell_{\text{н}}$ ($\ell_{\text{н}}$ – длина неровности, м). Максимальное значение $\ell_{\text{н}} \equiv 60$ м, $h_{\text{н}} = 0,2$ м. Наиболее часто встречаются $\ell_{\text{н}} \equiv 9$ м, $h_{\text{н}} = 0,07$ м; $k_{\text{м}}$ – коэффициент местоположения рабочего органа. Для местоположения рабочего органа на расстоянии $0,5L, 0,3L, 0,16L, 0,05L$ от задней оси $k_{\text{м}}$ соответственно равно $1; 1,24; 1,44; 1,64$. Наиболее эффективна работа планировщика при расположении рабочего органа на расстоянии $(0,2 \dots 0,16)L$ (L – длина базы планировщика).

V_k – вместимость ковша, м³; γ'_e – удельный вес разрыхленного грунта, Н/м³; $\gamma'_e = \gamma_e / k_p$; γ_e, k_p, ϕ_e – по таблице (2.2); ϕ_e – угол внутреннего трения грунта по грунту, град. В случае работы рыхлителя одновременно с выравниванием поверхности учитывают усилия $F_{\text{вр}}$ и $F_{\text{зр}}$ рыхлителя. С учётом планирующей способности $F'_{\text{ро}}$ можно определить по методике ВНИИЗЕММАШ (Мануйлов Ю.Г., Гарбузов З.Е., Донской В.М. Машины для мелиоративного строительства. М.: Машиностроение, 1978).

Для более точного и детального расчёта реакции грунта на рабочий орган ковшового планировщика возможно использование методики профессора Ю.А. Ветрова (Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. – М.: Машиностроение, 1971).

Мощность двигателя трактора для планировщика определяют по методике (глава 2.1).

Контрольные вопросы к главе 2.4

1. Какие бывают типы профилей отвалов?
2. Назовите основные и дополнительные параметры отвалов.
3. От каких показателей зависит рабочая высота отвала, чем она ограничивается и при каких условиях?
4. Какое влияние на процесс резания и перемещения грунта оказывает угол резания?
5. Из какого условия находят центральный угол профиля отвала?
6. Что такое угол опрокидывания отвала кавальероразравнивателя, на что он влияет и от чего зависит?
7. От каких параметров зависит эффективная работа кавальероразравнивателей?
8. Какими показателями оценивается устойчивость движения кавальероразравнивателя в горизонтальной плоскости?
9. Какие меры применяют для повышения горизонтальной устойчивости машин с отвальными рабочими органами?
10. Из каких трех составляющих складывается общее технологическое сопротивление движению мелиоративного планировщика?

11. Что такое бездонный ковш? Каким образом происходит выравнивание не ровностей поверхности поля?

12. Каково наилучшее расположение рабочего органа мелиоративного планировщика по отношению к задним колесам?

13. Какие неровности по длине наилучшим образом выравниваются мелиоративными планировщиками?

2.5. Оценка планирующей способности планировщиков полей

Теоретические основы технологического процесса выравнивания (планировки) сельскохозяйственных площадей предусматривают единый (системный) подход к оценке качества и показателям технических характеристик планирующих машин, что позволило в рамках статистической динамики использовать математическую модель, параметрами которой, как единого целого, являются характеристики поля и планировщика.

Наличие математической модели предполагает целенаправленные действия по ее оптимизации, т. е. определение таких параметров планировщика, которые позволили бы получить наиболее эффективную конструкцию для выполнения технологических операций по выравниванию поверхности сельскохозяйственных полей.

Далее будет рассмотрена по отдельности каждая часть из этой двуединой системы одного целого.

2.5.1. Оценка качества поля

Неровности поверхности поля при движении планировщика в определенном направлении рассматривают как периодический процесс со случайными значениями амплитуд и периодов (длин неровностей), т. е. неровности поля относительно произвольно выбранного нулевого профиля могут быть охарактеризованы как случайный процесс: высоту неровностей принимают в виде функции расстояния (пути) x ($z = f(x)$).

Результаты статистической обработки высотных отметок рельефа сельскохозяйственных полей свидетельствуют о возможности их описания нормальным законом распределения, т. е.

$$\delta = 2 \cdot \Phi(z) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\Delta}{\sigma}} e^{-z^2} dz, \quad (2.203)$$

где δ – вероятность нахождения неровностей поверхности поля в заданном интервале $\pm\Delta$, см. Чаще всего значение δ , называемое показателем годности поля, принимают равным значению 0,95, а величину допуска равной $\Delta = \pm 3 \dots 5$ см для рисовых чеков и $\Delta = \pm 5 \dots 7$ см для хлопковых полей; $\Phi(z)$ – интеграл вероятности нормированной случайной величины z , функция Лапласа; σ – среднеквадратическое отклонение (СКО) неровностей поверхности поля, см².

Предложены эмпирические зависимости амплитуд неровностей от их длин (периодов) T_n , м.

Так, для полей в зоне орошения величина амплитуды неровностей, м:

$$a_n = 0,05 + 0,0025 T_n, \quad (2.204)$$

а для зоны осушения, м:
$$a_n = 1,83 + 0,66 T_n - 0,0032 \cdot T_n \quad (2.205)$$

При этом для зоны орошения наиболее часто встречающиеся характерные значения неровностей составляют $a_{нх} = 0,07$ м при $T_{нх} = 9$ м, для зоны осушения $a_{нх} = 0,09$ м при $T_{нх} = 12$ м.

Последние результаты исследований неровностей полей свидетельствуют о наличии в составе неровностей значительной доли неровностей, большей, чем 9...12 м. Это длины в 40, 60, даже 100 и более метров.

Такие характеристики неровностей полей имеют место после их предварительной планировки скреперами и бульдозерами.

Дополнительная информация о характеристиках неровностей как случайных процессов содержится в корреляционных функциях, которые, чаще всего, аппроксимируются выражением

$$K(x) = D \cdot (A_0 \cdot e^{\alpha_0 x} + A_1 \cdot e^{\alpha_1 x} \cdot \cos(\omega_{нх} \cdot x)), \quad (2.206)$$

где D – дисперсия неровностей поверхности поля, см^2 , $D = \sigma^2$, см^2 . Величину дисперсии неровностей можно приближенно определить по формуле $D = 0,5 \cdot a_{нх}^2 / A_1$, где A_1 – доля дисперсии, приходящейся на неровности с наиболее часто встречающимися длинами. Можно принимать при ориентировочных расчетах $k = 0,30 \dots 0,35$. A_0 – доля дисперсии, приходящейся на неровности со случайной амплитудой и случайной длиной. Точное значение дисперсии D определяют для теоретической (идеальной) поверхности, которая в большинстве случаев соответствует балансу земляных работ при планировке на длине пути, равной одной – двум длинам максимальной неровности. Практически дисперсию неспланированного поля перед работой мелиоративного планировщика можно принимать равной 60...70 см^2 . Поверхность может быть запроектирована, а затем спланирована под одну горизонтальную плоскость (рисовые чеки), под одну наклонную плоскость (с заданным уклоном для полива разными способами различных сельскохозяйственных культур), под несколько наклонных поверхностей, под топографическую поверхность; α_0 и α_1 – постоянные коэффициенты, м^{-1} , $\alpha_0 = 5 \text{ м}^{-1}$, $\alpha_1 = 0,1 \text{ м}^{-1}$, $\omega_{нх}$ – постоянное значение волновой частоты, соответствующее наиболее часто встречающейся длине неровностей, м^{-1} , $\omega_{нх} = 2\pi/T_{нх}$, x – текущее значение длины пути, м.

Корреляционной функции (2.206) соответствует спектральная плотность

$$S(\omega) = \frac{A_0 \cdot D \cdot \alpha_0}{\pi \cdot (\alpha_0^2 + \omega^2)} + \frac{A_1 \cdot D \cdot \alpha_1}{\pi} \cdot \left[\frac{1}{\alpha_1^2 + (\omega + \omega_{нх})^2} + \frac{1}{\alpha_1^2 + (\omega - \omega_{нх})^2} \right], \quad (2.207)$$

где ω – текущее значение аналога круговой частоты, м^{-1} , $\omega = 2\pi/x$, м^{-1} . Спектральная плотность неровностей поверхности поля есть функция, показывающая, как распределяется дисперсия по длинам неровностей.

Пользуясь табулированными значениями функции Лапласа (2.203), можно определить величину δ по известным среднеквадратическому отклонению σ (см) и допуску δ (см).

Таким образом, приняв значение δ вероятности в качестве показателя, характеризующего пригодность поля для сельскохозяйственного использования, можно при определенном допуске получить такое значение СКО (σ), при достижении которого в процессе планировки выровненность поля будет достаточной.

Процесс планировки поля можно представить как последовательное уменьшение выступов и впадин поля во время движения планировщика по его поверхности. При этом совершенно ясно, что разные планировщики планируют поле с разной степенью эффективности, которая определяется их планирующей способностью.

2.5.2. Оценка планирующей способности планировщика

Мелиоративный ковшовый планировщик может быть представлен в виде некоторой кибернетической системы, которая определенным образом преобразовывает входную функцию $g(x)$ (неровности поверхности поля до планировки) в выходную $f(x)$ (неровности поля после планировки). В практике теоретических расчетов используют идеализированную схему планировщика, рассматривая его как линейную динамическую систему, имеющую два входа и один выход.

Входы планировщика – это его опорные колеса, в которых осуществляется пассивный контакт машины с грунтовой поверхностью, а выход – режущая кромка рабочего органа, формирующая спланированную поверхность.

Использование такой расчетной схемы предполагает следующие допущения: баланс грунта в призме волочения (на рабочем органе) положителен; опоры и режущая кромка рабочего органа находятся на одной прямой; отсутствуют деформации конструктивных элементов машины и грунта под задними опорными колесами; угол наклона β планировщика к горизонту мал настолько, что его изменением можно пренебречь и принять $\cos \beta \cong 1$.

Упрощенная (а) и расчетная (б) схемы простейшего планировщика (типа ДЗ-601) показаны на рисунке 2.21. Из расчетной схемы следует, что

$$\frac{f(x) - f(x-l)}{g[x + (L-l)] - f(x-l)} = \frac{l}{L},$$

где l – расстояние от оси задних колес до режущей кромки ковша, м; L – длина базы планировщика, м.

Примем отношение $\frac{l}{L} = \alpha$, тогда

$$f(x) - f(x-l) = \alpha g[x + (L-l)] - f(x-l) - \alpha f(x-l).$$

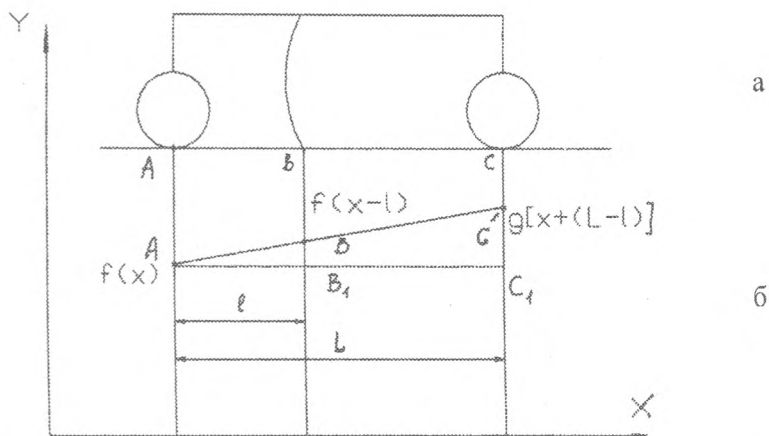


Рис. 2.21. Схема к расчету планирующей способности мелниоративного планировщика

Выполним преобразование по Лапласу полученного уравнения:

$$F(s) - F(s) \cdot e^{-sl} = \alpha \cdot e^{s(L-l)} \cdot G(s) - \alpha \cdot F(s) \cdot e^{-sl}$$

или

$$\frac{F(s)}{G(s)} = \frac{\alpha \cdot e^{s(L-l)}}{1 - e^{-sl} + \alpha \cdot e^{-sl}} = \Pi(s). \quad (2.208)$$

Полученное выражение называют передаточной функцией. В этом выражении $F(s)$ – выражение по Лапласу выходной функции $f(x)$, $G(x)$ – изображение по Лапласу входной функции $g(x)$, s – оператор дифференцирования, $s = d/dt$. Таким образом, передаточной функцией $\Pi(s)$ является выражение, определяемое отношением изображений по Лапласу выходной $F(s)$ и входной $G(s)$ функций. В соответствии с теорией статистической динамики при подстановке в выражение (2.208) значения $s = i\omega$ ($i^2 = -1$) получим функцию комплексной переменной, которую называют частотной характеристикой $W(i\omega)$, а модуль частотной характеристики – амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ) $A(\omega)$.

Передаточной функции (2.208) соответствует следующее выражение амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) планировщика:

$$A(\omega) = \frac{\alpha}{\sqrt{1 + (1 - \alpha)^2 - 2(1 - \alpha) \cdot \cos(\omega \cdot l)}}. \quad (2.209)$$

Амплитудно-частотная характеристика планировщика есть зависимость отношения амплитуды неровности после прохода планировщика к амплитуде неровности до его прохода от длины неровности T , m , или волновой частоты, m^{-1} , ω ($\omega = 2\pi/T$).

Анализ формулы (2.209) свидетельствует, что наилучшим образом сглаживаются колебания отметок планируемой поверхности с длиной

$T_1 = 2 \cdot 1/(2n + 1)$, где $n = 0, 1 \dots$. В этом случае значение амплитудно-частотной характеристики $A_{T1} = \alpha/(2\tau - \alpha)$, т. е. $A_{T1} = 0,25$. Не сглаживаются колебания отметок с длиной $T_2 = 1/n$ ($n = 0, 1, 2 \dots$). При этом значение амплитудно-частотной характеристики $A_{T2} = 1$.

Передаточные функции и амплитудно-частотные характеристики более сложных схем планировщиков определяются на основе их представления в виде различного сочетания стандартных элементов, составляющих сложную систему, для которых выражения передаточных функций или амплитудно-частотных характеристик или известны заранее, или могут быть легко определены.

В соответствии со структурной схемой, показывающей, как соединяются простые элементы друг с другом, составляют выражение общей передаточной функции или амплитудно-частотной характеристики всего планировщика (глава 1.6).

Рассмотрим вывод формулы передаточной функции простейшего планировщика, рассматривая его как комплекс элементарных звеньев, взаимодействующих между собой.

В процессе работы всякая динамическая система (любой планировщик относится именно к такой системе) осуществляет некоторое преобразование функций. Имея на входе определенную функцию, она вырабатывает на выходе другую. С математической точки зрения, соответствие между функциями на входе и выходе системы является оператором. Он может быть задан в различных формах. В частности, оператор системы полностью определяется уравнениями, описывающими работу всех этих элементов.

На практике встречаются такие системы, поведение которых описывается не только обыкновенными дифференциальными уравнениями, но и уравнениями в частных производных или даже более сложными, что значительно затрудняет анализ таких систем.

Поэтому для решения всех математических вопросов, возникающих в приложениях, обращаются в первую очередь к линейным методам, стремясь представить систему управления в виде сочетания элементарных линейных звеньев.

Динамическая система линейна только тогда, когда линейной комбинации любых входных возмущений соответствует та же линейная комбинация соответствующих выходных функций. Это свойство линейных систем обычно называется принципом суперпозиции, который дает возможность выразить реакцию линейной системы на любое возмущение через ее реакцию на определенный вид элементарных возмущений. Любая линейная система полностью характеризуется ее реакцией на какой-нибудь стандартный тип возмущений в зависимости от выбора стандартного типа возмущений. Таким образом, в дальнейшем можно получить различные характеристики линейной системы. Каждая такая характеристика будет исчерпывающей, так как ее знаний достаточно для нахождения реакций линейной системы на любое возмущение.

Уравнение движения системы – это зависимость между входной и выходной величинами, выраженная математически в общем виде.

Характеристика звена – зависимость между входной и выходной величинами при определенном стандартном виде входного воздействия.

Таким образом, чтобы вывести передаточную функцию планировщика любого конструктивного исполнения, необходимо представить его в виде нескольких отдельных линейных звеньев (систем).

Представим планировщик в виде двух систем, которые воздействуют на колебания режущей кромки рабочего органа: передних колес с рамой и задних тоже с рамой.

Вначале рассмотрим планировщик при воздействии на режущую кромку рабочего органа только передних колес (рис. 2.22). Расчетная схема планировщика в этом случае будет иметь вид прямоугольного треугольника с единичным возмущением. Из подобия треугольников следует:

$$\frac{1}{x} = \frac{L}{l}.$$

Тогда передаточная функция планировщика при воздействии только на передних колесах:

$$P1(s) = k1 \cdot e^{t1s} = \alpha \cdot e^{(L-l)s},$$

где $x = \alpha = k1$ – коэффициент усиления планировщика при возмущении только от передних колес; α – соотношение между l и L ; $\alpha = l/L$; $t1$ – опережение ($t1 = L - l$).

Рассмотрим планировщик при воздействии только от задних колес (рис. 2.23) по аналогии планировщика с воздействием только от передних колес.

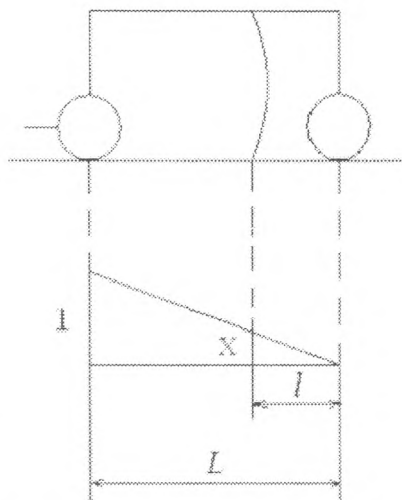


Рис. 2.22. Схем планировщика при воздействии только от передних колес:

L – длина базы планировщика, м; l – расстояние от задних колес до режущей кромки рабочего органа, м

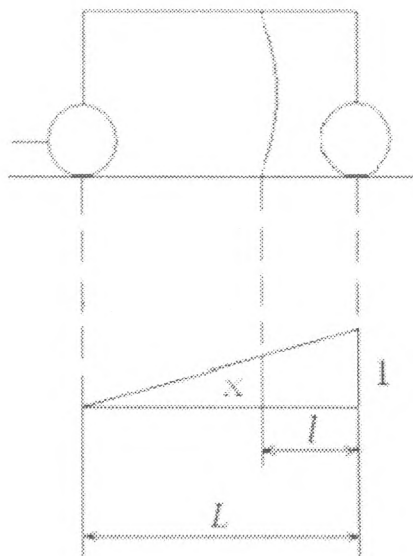


Рис. 2.23. Схема планировщика при воздействии только на задние колеса

Рассматривая подобные треугольники, получим соотношение

$$\frac{1}{x} = \frac{L}{L-l}$$

и окончательно – выражение передаточной функции планировщика при воздействии только от задних колес:

$$P2(s) = k2 \cdot e^{-t2 \cdot s} = (1 - \alpha) \cdot e^{-l \cdot s},$$

где $k2 = x$ – коэффициент усиления планировщика при возмущении от задних колес; $t2$ – запаздывание, $t2 = l$.

Представив планировщик в целом (рис. 2.24), получим, исходя из структурной его схемы, уравнение преобразования входного возмущения в выходную функцию:

$$Y(s) = X(s) \cdot P1(s) + Y(s) \cdot P2(s),$$

где $P1(s)$ – передаточная функция планировщика при возмущении на передней части рамы; $P2(s)$ – передаточная функция планировщика при возмущении на задней части рамы; $X(s)$ – входное возмущение в изображении по Лапласу; $Y(s)$ – выходное возмущение в изображении по Лапласу.

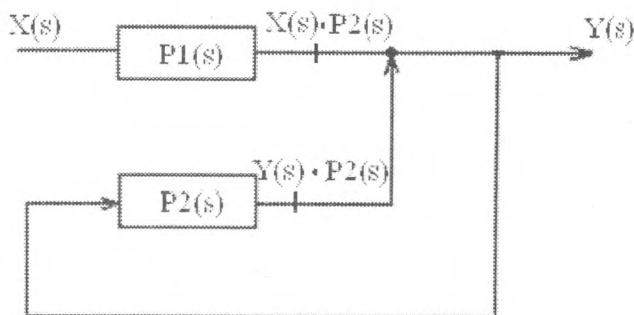


Рис. 2.24. Структурная схема планировщика в целом

В итоге передаточная функция планировщика будет иметь вид:

$$\Pi_{пл}(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{P1(s)}{1 - P2(s)},$$

или

$$\Pi_{пл}(s) = \frac{\alpha \cdot e^{(L-l)s}}{1 - (1 - \alpha) \cdot e^{-l \cdot s}} \cdot \frac{1}{s + 1},$$

где L – длина базы планировщика, м; l – расстояние от задних колес до режущей кромки рабочего органа, м; α – соотношение между l и L ; $\alpha = l/L$.

Процесс выравнивания поля при наличии известных спектральной плотности входной функции $S_{вх}(\omega)$, т.е. спектра неровностей поверх-

ности поля до прохода планировщика, и его амплитудно-частотной характеристики $A(\omega)$ может быть описан при помощи известного соотношения:

$$S_{\text{вых}}(\omega) = S_{\text{вх}}(\omega) \cdot A^2(\omega), \quad (2.210)$$

где $S_{\text{вых}}(\omega)$ – спектральная плотность неровностей поверхности поля после прохода планировщика, $\text{см}^2 \cdot \text{с}$.

Из формулы (2.210) может быть получена обобщенная интегральная оценка K_c планирующей способности планировщика в предложении неизменности структуры спектра от прохода к проходу планировщика, т.е. при справедливости равенств $S_{\text{вх}}(\omega) = \sigma_{\text{вх}}^2 \cdot S_{\text{н}}(\omega)$ и $S_{\text{вых}}(\omega) = \sigma_{\text{вых}}^2 \cdot S_{\text{н}}(\omega)$, где $S_{\text{н}}(\omega)$ – нормированная спектральная плотность, м:

$$K_c = 1 / \left[\int_0^\infty A^2(\omega) d\nu \right]^{0.5}. \quad (2.211)$$

Величина K_c получила название коэффициента сглаживания.

2.5.3. Определение необходимого числа проходов планировщика

Число проходов планировщика определяется на основе последовательного решения уравнения

$$D_{\text{вых}} = \int_0^\infty S_{\text{вых}}(\omega) d\omega, \quad (2.212)$$

где $D_{\text{вых}}$ – дисперсия неровностей поверхности поля после прохода планировщика, см^2 .

После первого прохода планировщика дисперсия неровностей $D_{\text{вых1}} = \sigma_{\text{вых1}}^2$, после второго $D_{\text{вых2}} = \sigma_{\text{вых2}}^2$ и т.д.

Для оценки нужного качества выровненности сравнивают среднее квадратическое отклонение неровностей (СКО) поверхности поля, годного к эксплуатации $[\sigma]$, и значение $\sigma_{\text{вых}}$. Величину $[\sigma]$ определяют, используя табулированные значения интеграла вероятности или непосредственно по формуле (2.203) при известных значениях Δ и δ .

В итоге при $\sigma_{\text{вых}} \leq [\sigma]$ поле считают годным, дальнейшее выравнивание не требуется, т.е. расчет по формуле (2.210) прекращают. Количество процедур расчета по формуле (2.210) соответствует числу проходов планировщика.

Приближенный метод определения необходимого числа проходов определяют, предполагая, что структура спектральной плотности неровностей поверхности поля близка к сумме нескольких узкополосных спектров и не изменяется от прохода к проходу планировщика.

В этом случае формула (2.210) может быть записана в следующем виде:

$$a_{\text{вых}} = a_{\text{вх}} \cdot A(\omega_{\text{нх}}),$$

где $a_{\text{вых}}$ – амплитуда неровностей поверхности поля с длиной $T_{\text{нх}} = 2\pi/\nu_{\text{нх}}$ (м), см; $a_{\text{вх}}$ – амплитуда неровностей поверхности поля с длиной $T = T_{\text{нх}}$ до прохода планировщика, см; $A(\omega_{\text{нх}})$ – значение амплитудно-частотной характеристики, соответствующее длине неровности $T = T_{\text{нх}}$.

Когда выровненность поля станет достаточной, т. е. при $a_{\text{вых}} = [a_{\text{вых}}] = [\sigma]\sqrt{2}$, будем иметь $[\sigma]\sqrt{2} = a_{\text{нх}} [A(\omega_{\text{нх}})]^n$. Окончательно

$$n = \frac{\lg[\sigma]\sqrt{2} - \lg a_{\text{нх}}}{\lg A(\omega_{\text{нх}})}. \quad (2.213)$$

Полученное значение n округляют до ближайшего целого.

Контрольные вопросы к главе 2.5

1. Что такое показатель годности поля? Каково максимальное его значение?
2. Какими параметрами оценивают неровности поверхности выравниваемого поля?
3. Что такое планирующая способность мелиоративного планировщика? Какой характеристикой она оценивается?
4. Что такое волновая частота неровности поверхности поля? Как она связана с длиной неровности?
5. Что такое спектральная плотность неровностей поверхности поля? Объясните на примере.
6. Что такое амплитудно-частотная характеристика планировщика? Объясните на примере.

2.6. Основы теории и расчета дренажных машин

2.6.1. Выбор основных параметров дренажных трубоукладочных машин

Дреноукладчики состоят из двух различного функционального назначения рабочих органов: землеройного и трубоукладочного. Параметры последнего зависят от уровня грунтовых вод или требуемой отметки его понижения, влажности и вида грунта, его фильтрующей способности, уклона и других параметров.

Глубина $h_{\text{г}}$ и ширина $b_{\text{г}}$ траншеи определяются технологическими требованиями и возможностями землеройного рабочего органа: траншейного, узкотраншейного, щелевого (активного и пассивного). Ширина траншеи зависит от диаметра дренажных труб, наличия обсыпки или защитных

материалов, водоприемной способности дрены, толщины боковых стенок трубоукладчика и его конструкции, степени автоматизации укладки и контроля качества укладки и др.

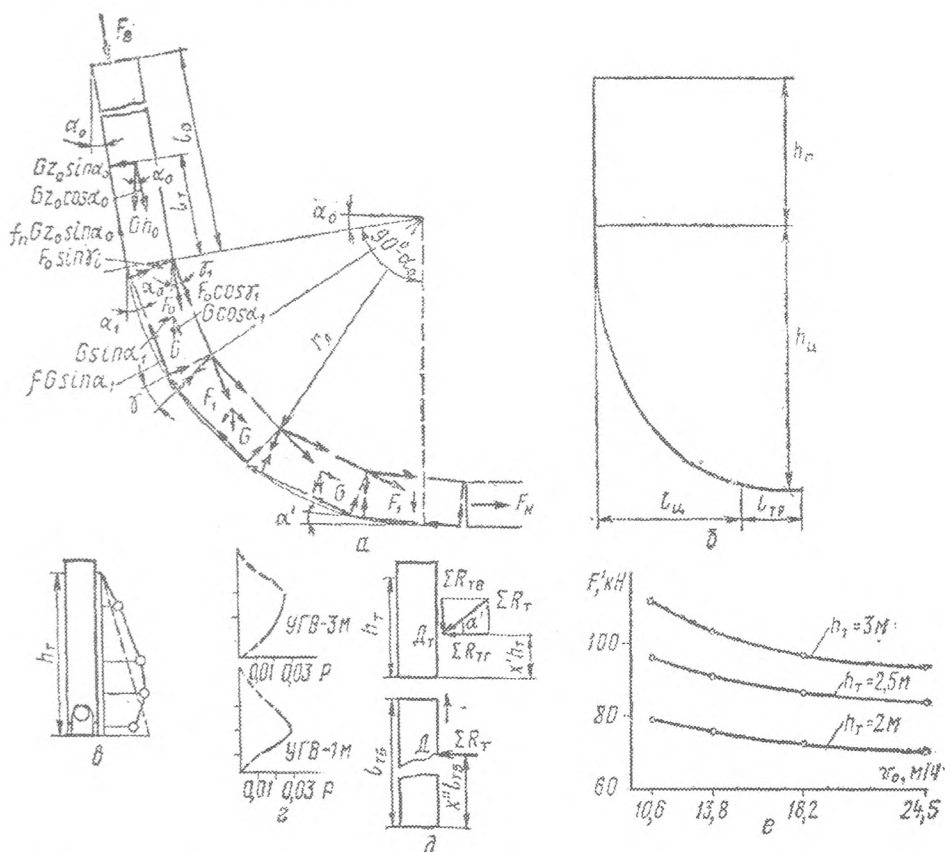


Рис. 2.23. Схемы к выбору основных параметров трубоукладчиков:

а – к расчету параметров спускного 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 (1–3 м и 2–1 м от поверхности грунта); д – силы, действующие со стороны грунта на стенку бункера; е – влияние скорости на тяговое сопротивление в обрушающихся грунтах при h_r м: 1–3; 2–2,5; 3–2

Форма и конструкция трубоукладчика. Форма, размеры и вместимость трубоукладочного бункера (трубоукладчика) определяются его назначением, типом труб и способом их укладки (рис. 2.23).

Трубоукладчики, имеющие в плане прямоугольную форму, меньше ширины траншеи на 1...3 см, в обрушающихся грунтах этот зазор увеличивают до 5...6 см, а в плане трубоукладчик делают трапециевидального сечения с уклоном боковых стенок назад – 0,05. Для снижения тягового сопротивления от зажима бункера обрушающимся грунтом трубоукладчик выполня-

ют с двойными стенками, подвижность которых обеспечивается роликами, установленными между стенками, соединенными гидроцилиндрами.

Полная высота трубоукладчика больше глубины траншеи на 6...10 см (дренаж в зоне осушения) и на 40...80 см (в зоне орошения) – для размещения верхнего раструба под загрузку фильтрующим материалом.

Длина трубоукладчика $l_{тр}$ определяется возможностью размещения спускного лотка, рулонов с защитной лентой, определенного запаса фильтрующей обсыпки, контрольно-измерительной аппаратуры и других сборочных единиц (в отдельных конструкциях учитывают место для размещения оператора в зимней одежде).

Для зон осушения $l_{тр} = 2...3$ м; для зон орошения $l_{тр} = 3...4$ м.

Объем фильтрующего гравийно-песчаного материала $V_{ф.м}$, м³:

$$V_{ф.м} = h_{ф} \cdot l_{ф} \cdot b_{т} - \pi (0,5 \cdot d_{т})^2 \cdot l_{ф}, \quad (2.214)$$

где $h_{ф}$ – заданная толщина фильтрующего слоя, м; $l_{ф}$ – расчетная длина пути трубоукладчика на выработку объема $V_{ф.м}$, м; $d_{т}$ – внешний диаметр дренажной трубы, м.

Общий объем $V_{т.б}$ (м³) трубоукладчика:

$$V_{т.б} = h_{т.б} \cdot b_{т.б} \cdot l_{т.б} = k_0 \cdot V_{ф.м}, \quad (2.215)$$

где $h_{т.б}$, $b_{т.б}$, $l_{т.б}$ – внутренние размеры трубоукладчика, м; k_0 – коэффициент, учитывающий превышение внутреннего объема трубоукладчика над объемом фильтрующего материала, $k_0 = 1,5...2,6$.

Для плавного спуска коротких дренажных труб при укладке их на дно траншеи под действием собственной массы внутри трубоукладчика монтируют спускные лотки, состоящие из верхней прямолинейной и нижней криволинейной частей (рис. 2.23 а, б).

Торцевое усилие F_0 , кН, из столба Z_0 труб силой тяжести G каждая, находящихся на прямолинейной части лотка под углом α_0 к вертикали (рис. 2.23 а) на нижнюю трубу, лежащую на криволинейной части лотка:

$$F_0 = G \cdot Z_0 \cdot (\cos \alpha_0 - f_n \cdot \sin \alpha_0), \quad (2.216)$$

где G – сила тяжести дренажной трубы, кН; Z_0 – число труб; f_n – приведенный коэффициент трения, $f_n = 0,2...0,8$.

На вторую трубу торцевое усилие F_1 , кН:

$$F_1 = G \cdot Z_0 \cdot (\cos \gamma_1 - f_n \cdot \sin \gamma_1) + G \cdot (\cos \alpha_1 - f_n \cdot \sin \alpha_1), \quad (2.217)$$

где γ_1 – угол между торцами труб длиной l_1 ; α_1 – угол наклона верхней трубы на криволинейной части лотка, град.

$$\text{Для } (z + 1) \text{ трубы: } F_{z+1} = (\cos \gamma_z - f_n \cdot \sin \gamma_{z+1}) + G \cdot (\cos \alpha_z - f_n \cdot \sin \alpha_z). \quad (2.218)$$

Для исключения самоторможения в криволинейной части лотка необходимо, чтобы $\cos \gamma - f_n \cdot \sin \gamma$, т.е. $f_n < \text{Ctg} \gamma$. Чем меньше f_n , тем меньше

потери на трение и больше усилие стыковки при свободной укладке. Для гончарных дренажных труб это условие выполняется при радиусе криволинейной части лотка $r_n = 0,6 \dots 0,9$ м и угле наклона вертикальной части лотка $\alpha_0 = 15 \dots 25^\circ$. Снижению приведенного коэффициента трения f_n способствует дополнительный нажим на трубы в нижней части лотка.

Для трубоукладчиков зон орошения рекомендуется:

$\alpha_0 = 15^\circ$; $\alpha' = 15^\circ$; $r_n = (1,5 \dots 1,6) h_n$ (α' – угол наклона к горизонту нижней части трубы; r_n – радиус криволинейной части лотка).

При $h_n > 2$ м криволинейную часть лотка (рис. 2.23 б) выполняют по циклоиде, плавно сопрягающейся с вертикальной верхней и горизонтальной нижней частями лотка. Параметр циклоиды $a_n = 0,3 \dots 0,5$ м; высота циклоидальной части $h_n = \pi \cdot a_n$.

Торцевое усилие, кН:

$$F_z = G_1 \cdot [h_n + l_{kp} \cdot (\cos 45^\circ - f_n \cdot \sin 45^\circ) - l_{np} \cdot f_n], \quad (2.219)$$

где G_1 – сила тяжести 1 м трубы, кН; h_n – высота вертикальной части желоба (рис. 2.24 б), м; l_{np} и l_{kp} – длина криволинейной и прямолинейной горизонтальной частей желоба, м.

В зонах орошения дренаж прокладывают в обрушающихся и оплывающих грунтах при высоком уровне грунтовых вод. Сдвиг обрушающегося грунта и сползание его в траншею вызывает давление на стенки трубоукладчика. Эпюра давления в вертикальной плоскости показана на рисунке 2.23 в. Давление по длине бункера практически равномерно. Равнодействующая сила ΣR_T (кН) от давления на стенку трубоукладчика приложена в центре давления (рис. 2.23 д), она направлена под углом к горизонту, так как при обрушении грунта возникает сила трения в вертикальной плоскости. Горизонтальная ΣR_{TH} и вертикальная ΣR_{TB} составляющие этого усилия, кН:

$$\Sigma R_{TH} = k_r \cdot l_{T0}; \quad \Sigma R_{TB} = k_b \cdot l_{T0}, \quad (2.220)$$

где k_r – удельное усилие в горизонтальной плоскости, кН/м, $k_r = 15 \dots 20$ кН/м – для суглинков, $k_r = 20 \dots 22$ кН/м – для глин; k_b – удельное усилие в вертикальной плоскости, кН/м, $k_b = 6,4 \dots 8,4$ кН/м – для суглинков, $k_b = 6,0 \dots 6,5$ кН/м – для глин.

Рабочая скорость дреноукладчика лимитирована выносной способностью землеройного рабочего органа, усилием стыковки (без растаскивания труб при укладке на дно траншеи или щели) и мощностью силового оборудования. Скорость

$$V_p = \frac{P_T}{b_T \cdot h_T}, \text{ м/ч,}$$

где P_T – техническая производительность землеройного рабочего органа по выносной способности ковшей, скребков, зубков, м³/ч; b_T и h_T – ширина и глубина траншеи, м.

У машин, работающих в оплывающих и обрушающихся грунтах при высоком уровне грунтовых вод, рабочая скорость не только непосредственно определяет производительность, но и существенно влияет на тяговые

сопротивления трубоукладчика (рис. 2.23 е). С увеличением скорости V_p уменьшается давление обрушающегося грунта на стенки трубоукладчика, так как грунт не успевает полностью зажать бункер. Поэтому следует увеличивать V_p до пределов, допускаемых выносной способностью землеройного рабочего органа и мощностью двигателя дренаукладчика.

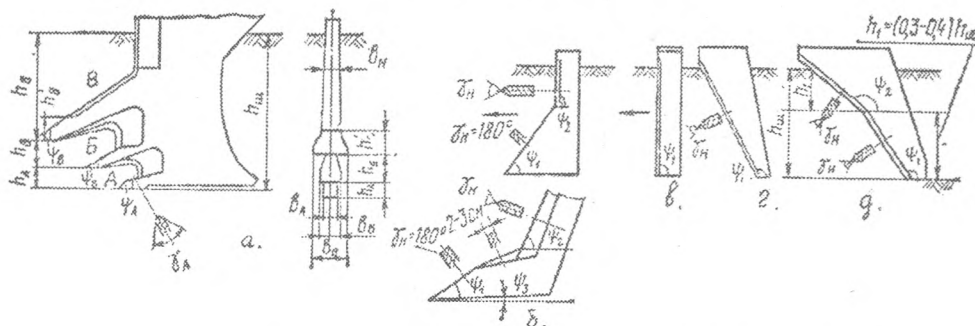


Рис. 2.24. Схемы к выбору параметров пассивных ножевых рабочих органов дренаукладчиков:

а – параметры ступенчатого ножа бестраншейной машины для зоны орошения (типа БДМ-301 А или ДБ-2,0); б – параметры ножевого рабочего органа бестраншейного дренаукладчика для зоны осушения (типа МД-4, МД-5 или МД-12); в... д – параметры ножевых рабочих органов кротодренажных машин

В бестраншейных машинах с ножевым рабочим органом, прокладывающим узкие щели для зон орошения (рис. 2.24 а) и зон осушения (рис. 2.24 б), землеройный орган одновременно является трубоукладчиком с желобом для укладки пластмассовых труб с заводской защитой от заиливания, выполненной из стеклохолста или других материалов. Возможна и дополнительная обсыпка уложенной дренажной линии песчано-гравийным фильтром.

Высота ножа h_n , м:

$$h_n = h_{ш} + h_o,$$

где $h_{ш}$ – глубина щели, м; h_o – дополнительная высота для размещения раструба, принимающего фильтрующий материал, м, $h_o = 0,6 \dots 0,8$ м.

Наиболее эффективный для бестраншейного дренаукладчика рабочий орган – ступенчатый нож (рис. 2.24 а), конструкция которого определяется характером деформации грунта при прорезании щели в однородном и изотропном грунте.

В процессе глубокого резания грунта вертикальным ножом происходят деформации грунта разного рода. Эти деформации можно разделить на три зоны по глубине щели (рис. 2.24): уплотнения (I) – в нижней части грунт под воздействием рабочего органа подвергается постоянному упругопластическому сжатию и вытесняется в дно и стенки щели; сдвига, скола и выпирания в сторону открытой поверхности грунта (III); переходную (II). Четкой границы между зо-

нами нет, размеры этих зон также точно не определены, однако, тем не менее, эти зоны очень тесно связаны с параметрами рабочего органа, а также с механическими свойствами и физическим состоянием грунта. Обобщенный критерий, определяющий размеры указанных зон, «критическая» глубина резания. Так, грунт ниже критической глубины относится к зоне уплотнения. Значение критической глубины зависит от соотношения ширины рабочего органа и глубины щели b/H . Это соотношение в основном определяет преимущественный вид деформации, а значит, и качество устраиваемого дренажа, и энергозатраты, так как упругопластическое сжатие по энергоемкости в 1,5...2,5 раза выше энергоемкости процесса сдвига или скола.

Таким образом, наилучшим рабочим органом может быть такой, конструкция которого дает возможность иметь наименьшую по размеру зону уплотнения. При этом каждая предыдущая ступень (считая сверху) создает полость в грунте такого размера, который позволит принять вытесняемый последующей ступенью грунт.

Ступенчатый нож бестраншейных дренаукладчиков (рис. 2.24 а) состоит из трех частей: А – для упругопластического сжатия грунта и смещения его в стенки и дно щели (угол резания $\Psi_A = 90^\circ$; угол заострения $\gamma_A = 45 \dots 60^\circ$); Б – для сжатия и периодического отрыва или сдвига грунта в стенки и вверх в сторону открытой поверхности (угол резания $\Psi_B = 30 \dots 36^\circ$, угол заострения $\gamma_B = 180^\circ$); В – для подъема грунта и частичного его рыхления (угол резания $\Psi_B = 30 \dots 36^\circ$, угол заострения $\gamma_B = 45 \dots 60^\circ$).

Соотношение по высоте, м, этих зон при оптимальных углах резания зависит от грунтовых условий:

$$h_A = h_{щ} - (h_B + h_{\text{В}}); h_B = 0,8 \dots 2,0 \text{ м}; h_B + h_{\text{В}} = a'b_{\text{В}}, \quad (2.221)$$

где h_A , h_B , $h_{\text{В}}$ – соответственно высота ножа для зон А, Б и В, м; $h_{щ}$ – расчетная глубина щели, м; $h_{щ} = 3,0 \dots 3,5$ м; a' – коэффициент, зависящий от прочности грунта по динамическому плотномеру – ударнику ДорНИИ – $C_{\text{уд}}$, $a' = 3; 3,5 \dots 4; 4,5 \dots 5$ – соответственно при числе ударов $C_{\text{уд}} = 1 \dots 4$ (I категория), $C_{\text{уд}} = 5 \dots 8$ (II категория) и $C_{\text{уд}} = 9 \dots 15$ (III категория); $b_{\text{В}}$ – ширина ножа в зоне В, м; $b_{\text{В}} = 0,4 \dots 0,5$ м; соотношения равны: $b_{\text{В}}/h_{\text{В}} = 1 \dots 2$; $b_{\text{В}}/h_B = b_A/h_A = 0,8 \dots 1,0$.

Ширина бесступенчатой части ножа по всей высоте $b_H = d_{\text{тр}} + (4 \dots 6)$ см, где $d_{\text{тр}}$ – максимальный диаметр укладываемой дренажной трубы, см.

Расчетная глубина щели в зонах осушения $h_{щ} = 1,5 \dots 1,8$ м. В болотно-торфяных грунтах применяют ножи с прямолинейной режущей кромкой, отклоненной назад (рис. 2.24 г, д) по ходу движения. Это необходимо для лучшего перерезания дернины и заглубленной древесины. В минеральных грунтах режущую кромку отклоняют вперед (рис. 2.24 б). В машинах, предназначенных и для минеральных, и для торфяных грунтов, ножи устанавливают вертикально (рис. 2.24 в).

Оптимальные углы заострения (γ_H) зависят от грунта и составляют: 60° – болотно-торфяные, $45 \dots 50^\circ$ – песок, $30 \dots 35^\circ$ – тяжелая супесь, $30 \dots 45^\circ$ – суглинок.

2.6.2. Внешние силы, действующие на дренажную трубоукладочную машину в рабочем положении, и особенности статического расчета

Для траншейных и узкотраншейных дреноукладчиков сила тяжести трубоукладчика $G_{\text{ТР}}$, кН:

$$G_{\text{ТР}} = G_{\text{ТУ}} + (0,45 \dots 0,55) \cdot G_{\text{Ф}} + G_{\text{Т}} + G_{\text{Л}}, \quad (2.222)$$

где $G_{\text{ТУ}}$, $G_{\text{Ф}}$, $G_{\text{Т}}$, $G_{\text{Л}}$ – соответственно сила тяжести металлоконструкции трубоукладчика, фильтрующего материала в бункере, дренажных труб на спускном лотке, запаса защитной ленты, кН; в зависимости от конструкции дренажа некоторые составляющие могут отсутствовать; $G_{\text{ТУ}} = 3,5 \dots 4$ кН (узкотраншейные); $4 \dots 5$ кН (для зон осушения); $5 \dots 6$ кН (для зон орошения).

При работе в обрушающихся и оплывающих грунтах действуют горизонтальная $F'_{\text{ТР}}$ и вертикальная $2\Sigma R_{\text{ТВ}}$ (рис. 2.25 а... д) составляющие силы трения, кН, приложенные в центре давления (точка Д) с координатами h' , $h_{\text{Т}}$ и x'' , $l_{\text{ТО}}$:

$$F'_{\text{ТР}} = 2\Sigma R_{\text{ТТ}} \cdot f,$$

где $R_{\text{ТТ}}$ – горизонтальная составляющая суммарного сопротивления (см. раздел 2.6.1), кН; f – коэффициент трения грунта по металлу, $f = 0,6 \dots 0,7$ – для глины, $f = 0,1 \dots 0,5$ – для болотно-торфяного грунта. В необрушающихся грунтах силами трения пренебрегают, а в налипающих – учитывают дополнительную силу налипания.

При укладке и разравнивании фильтрующего слоя и труб возникает сопротивление от трения фильтрующего материала о заслонки бункера и внутреннее трение частиц. Горизонтальную составляющую этого сопротивления, кН, располагают вдоль оси трубы, а вертикальную – не учитывают:

$$F'_{\text{уд}} = K_0'' \cdot S_{\text{Ф}}, \quad (2.223)$$

где K_0'' – удельное сопротивление укладки фильтра, кН/м², $K_0'' = 32 \dots 36$ кН/м²; $S_{\text{Ф}}$ – площадь поперечного сечения уложенного фильтрующего слоя, м².

При укладке из бухт пластмассовой трубы с фильтрующей лентой (рис. 2.25 д) сопротивление укладки $F'_{\text{УТ}}$ (кН):

$$F'_{\text{УТ}} = \{[(G_{\text{БАР}} \cdot f_0 \cdot d_0 + 2M_{\text{Т}}) + 2G_{\text{БАР}} \cdot l_3 + [G_{\text{БАР}} \cdot (f_0 \cdot d_0 + 2l_3) + 2M_{\text{Т}}] \cdot K_{\text{У}} \cdot e^f l^{\Sigma \alpha_t}\} d_{\text{БУХ}}^{-1}, \quad (2.224)$$

где $G_{\text{БАР}}$ – сила тяжести бухты с барабаном, кН; $G_{\text{БАР}} = 0,4 \dots 0,6$ кН; f_0 – коэффициент трения барабана на оси, $f_0 = 0,15 \dots 0,20$; d_0 – диаметр оси барабана, м; $d_0 = 0,04 \dots 0,05$ м; $M_{\text{Т}}$ – момент тормоза барабана, кН·м, $M_{\text{Т}} = 0,5 \dots 0,7$ кН·м; l_3 – смещение центра тяжести бухты относительно оси барабана, м; $l_3 = 0,1 \dots 0,15$ м; $K_{\text{У}}$ – коэффициент, учитывающий усилие на продольный изгиб трубы и ее размотку, $K_{\text{У}} = 1,2 \dots 1,5$; e – основание натурального логарифма, $e = 2,72$; f_1 – коэффициент трения о направляющие, $f_1 = 0,1 \dots 0,2$; $\Sigma \alpha_t$ – суммарный угол, огибаемый трубой (угол обхвата), рад; $d_{\text{БУХ}}$ – наружный диаметр бухты, м, $d_{\text{БУХ}} = 1,0 \dots 2,5$ м. Для барабана с вертикальной осью вращения $l_3 = 0$.

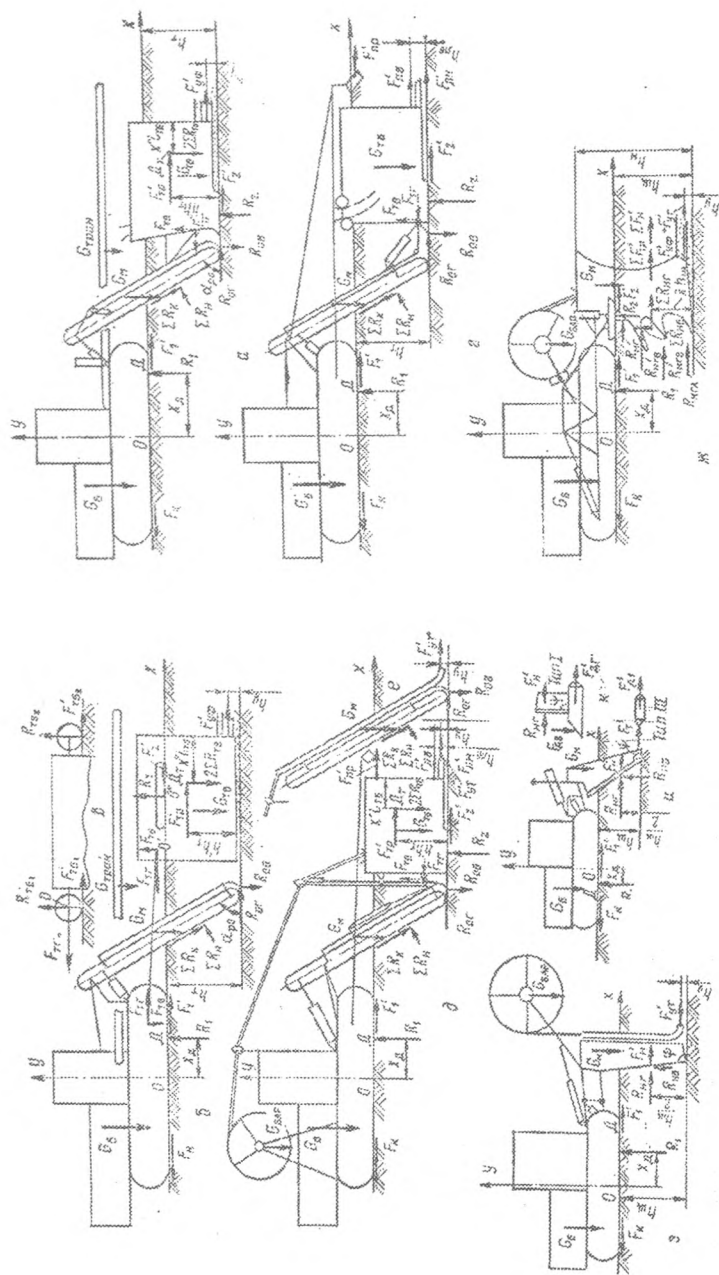


Рис. 2.25. Схемы внешних сил, действующих на дренажные трубоукладочные машины в рабочем положении:

а — машина оросительного дренажа с навесным трубоукладчиком и обратным засыпным транспортом; б — то же с прицепным трубоукладчиком на гусеничном ходу; в — то же на колесном ходу; г — машина для осушительного дренажа с трубоукладчиком, имеющим ленточный механизм и присыпатель; 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 стандартной навесной системе; и — кротово-дренажная с дреном типа III; к — то же с дреном типа I

При укладке коротких труб встык с требуемым зазором или пластмассовой трубы с одновременной защитой лентой шириной до 0,2 м, разматываемой с рулона, возникает сопротивление $F_{лв}$ и $F_{лн}$, кН:

$$F_{лв} = F_{лн} = (F_{л.вр} + F_{л.др} + F_{л.тр} + F_{л.фч}) K_{зап}, \quad (2.225)$$

где $F_{лв}$ и $F_{лн}$ — сопротивление протягиванию верхней и нижней лент, кН; $F_{л.вр} + F_{л.др} + F_{л.тр} + F_{л.фч}$ — соответственно усилия для вращения рулона, преодоления дебаланса рулона, преодоления трения в лентопротяжном тракте, формирования «чулка» или желоба, кН; $K_{зап}$ — коэффициент запаса, $K_{зап} = 2 \dots 3$.

При сматывании защитной ленты с рулона он вращается на оси или в обечайке-корыте. Усилие преодоления сопротивлений вращению ориентировочно принимают $F_{л.вр} = 0,05 \dots 0,1$ кН.

Если для присыпки уложенной трубы используют растительный слой, срезаемый со стенок или бровки траншеи, то горизонтальную составляющую от пассивного органа присыпателя $F_{пр}$ определяют с учетом удельного коэффициента сопротивления копанию задерненных грунтов $K_{сп} = 0,05 \dots 0,1$ МПа.

Горизонтальную $R_{ог}$ и вертикальную $R_{ов}$ составляющие результирующей реакции от зачистки дна траншеи для придания ему формы для центровки труб определяют по формулам, кН:

$$R_{ог} = K_0 \cdot S_{ж} \text{ и } R_{ов} = R_{ог} \cdot \operatorname{ctg} \psi_0, \quad (2.226)$$

где K_0 — коэффициент сопротивления копанию грунта на дне траншеи, $\text{кН} \cdot \text{м}^{-2}$; $S_{ж}$ — площадь поперечного сечения желоба, м^2 ; ψ_0 — угол резания ножом, град, $\psi_0 = 45 \dots 60^\circ$. Точка приложения равнодействующей реакции располагается в нижней части ножа. Реакции грунта на землеройный рабочий орган определяют известными методами.

В бестраншейных дреноукладчиках для зоны осушения в качестве рабочего органа применяют разрезающие ножи (рис. 2.25 з). Горизонтальную составляющую суммарного усилия резания, кН, на минеральных грунтах вычисляют по формуле Н. А. Зеленина:

$$R_{нз} = 10^{-2} \cdot C_{уд} \cdot h_{щ}^{1.35} \cdot (1 + 0.1 \cdot \delta_n) \cdot \left(1 - \frac{90 - \phi_n}{180}\right) \cdot K_\gamma, \quad (2.227)$$

где $C_{уд}$ — число ударов ударника ДорНИИ; $h_{щ}$ — глубина щели, см; ϕ_n — угол резания, град; δ_n — толщина ножа, см; $h_{щ}$ — коэффициент, учитывающий влияние угла заострения ножа δ_n ; при $\delta_n = 15 \dots 50, 60, 90, 120, 180^\circ$ соответственно равен 0,81; 0,83; 0,91; 0,95; 1,00.

На болотно-торфяных грунтах горизонтальную составляющую вычисляют по формуле М. Е. Мацепуро, кН (рис. 2.25 и, к):

$$R_{нз} = 10^{-2} \cdot a \cdot h_{щ}^n, \quad (2.228)$$

где a и n — опытные коэффициенты, зависящие от ширины ножа b_n ; для $b_n = 0,65; 2,5; 5$ и 10 см соответственно $a = 20,6; 21,9; 27,8; 31,8$; $n = 0,77; 0,81; 0,82; 0,86$; $h_{щ}$ — глубина щели, см.

С учетом влияния рабочей скорости V_p , км·ч⁻¹, по опытным данным, горизонтальная составляющая, кН:

$$R_{нг} = (31.02 \cdot V_p^{0.275} + 12.2 \cdot b_n) \cdot h_{щ}^{0.59}, \quad (2.229)$$

где b_n и $h_{щ}$ – в см.

Сопротивлением трению по боковым поверхностям ножа пренебрегают.

Вертикальная составляющая $R_{нв}$ (кН) суммарного усилия резания определяется:

$$\text{при } \psi_n > 90^\circ \quad R_{нв} = R_{нг} \cdot \operatorname{tg}(\psi_n - 90^\circ), \quad (2.230)$$

$$\text{при } \psi_n < 90^\circ \quad R_{нв} = R_{нг} \cdot \operatorname{ctg} \psi_n,$$

где ψ_n – угол резания, град.

В грунтах, склонных к налипанию, сила налипания на боковые поверхности ножа, кН:

$$F_n = 2 \cdot 10^{-3} \eta_n \cdot S_n, \quad (2.231)$$

где η_n – удельные сопротивления налипанию, МПа, $\eta_n = 0,007 \dots 0,009$; $0,005 \dots 0,007$; $0,002 \dots 0,0025$ соответственно для влажных глин, суглинков и болотно-торфяных грунтов, МПа; S_n – площадь боковой поверхности ножа, погруженной в грунт, м².

Для ступенчатых ножей, работающих в зоне орошения, горизонтальная составляющая усилия резания вычисляется для каждой ступени А, Б, В (рис. 2.25 а) отдельно при средней ширине резания $b_{ср}$ и соответствующих для каждой зоны глубине щели h_i , угле резания ψ_i и угле заострения γ_i .

Суммарное сопротивление ножа копанию, кН:

$$\sum R_{нг} = R_A + R_B + R_B + R_H, \quad (2.232)$$

где R_A , R_B , R_B – горизонтальные усилия в каждой зоне, кН; R_H – горизонтальное усилие верхнего вертикального ножа, кН (рис. 2.25 ж).

Усилие $\sum R_{нг}$ приложено в точке D_H . В той же точке на высоте $\lambda h_{щ}$ приложена вертикальная составляющая усилия $\sum R_{нв}$, определяемая, как для обычных ножей.

Более обоснованно реакции грунта, действующие на рабочий орган бес-траншейного дреноукладчика (БД), определяют по методике Е. Д. Томина. При этом возможен выбор оптимальных, с точки зрения агрономелиоративных требований, параметров ступеней. Для каждой ступени рабочего органа БД соотношение между максимальной его шириной и глубиной резания (рис. 2.26) должно быть таким, чтобы максимально уменьшить деформацию уплотнения грунта при прорезании щели. При этом первая ступень сдвигает грунт в сторону открытой поверхности массива, а вторая и третья ступени – полости, образуемые в грунте трапециевидальными уширителями рабочего органа соответственно первой и второй ступеней.

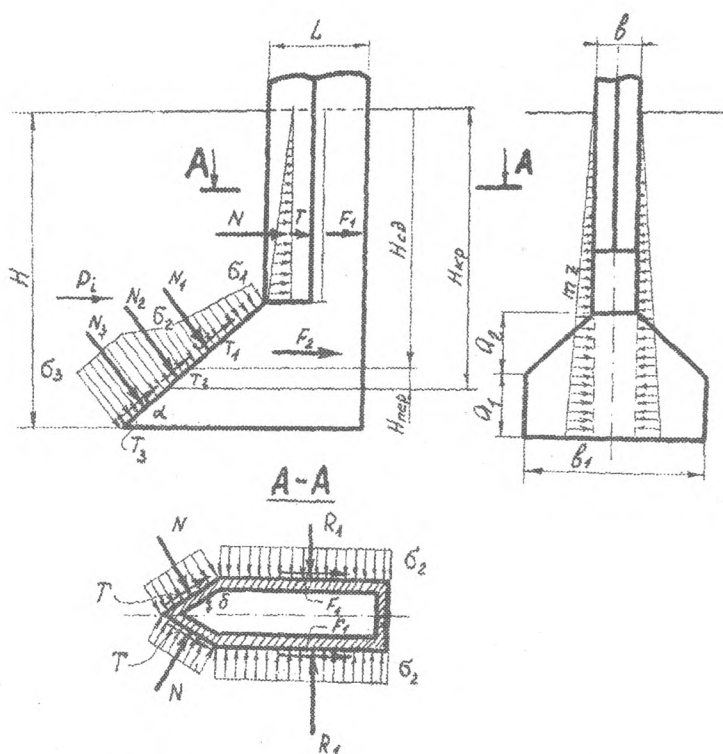


Рис. 2.26. Схема сил, действующих на отдельную ступень рабочего органа бестраншейного трубоукладчика

Рациональные размеры и отдельные параметры ступеней рабочего органа определяют из следующих условий:

$$S_i \geq S_{i+1}; b_{1i} \geq H_{i+1}, \quad (2.233)$$

где S_i – площадь проекции уширения i -й ступени на вертикаль, $S_i = 2a_{1i} \cdot e_i + a_{2i} \cdot e_i$; S_{i+1} – площадь проекции лобовой поверхности $(i+1)$ -й ступени на вертикаль, $S_{i+1} = b_{1i} \cdot a_{1i} + a_{2i} \cdot e_i + b \cdot (H_i - a_{1i})$; H_i – высота (глубина резания) ступени; e_i , a_{1i} , a_{2i} – параметры уширителя; $e_i = (b_{1i} - b)/2$; $a_{1i} = 2 \cdot e_i$; $a_{2i} = (H_i/2 - a_{1i})$

Соотношения между размерами зон резания по глубине для одной ступени рабочего органа зависят от основных его параметров, механического состава и физического состояния грунта. При отсутствии зоны уплотнения, т. е. при $H_{\text{упл}} = 0$, можно принимать $H_i = H_{\text{кри}}$:

$$H_{\text{кри}} = H_{\text{сдв}} + H_{\text{пер}}, H_{\text{кри}} = k \cdot b_{\text{ср}}, \quad (2.234)$$

где $H_{\text{сдв}}$, $H_{\text{пер}}$ – соответственно глубины зон сдвига и переходной в i -й ступени; $H_{\text{кри}}$ – критическая глубина резания i -й ступени; k – эмпирический коэффициент, зависящий от сопротивляемости грунта разрушению. Для грунтов первой категории $k = 4,0$; для второй $k = 4,05 \dots 4,25$; для третьей – $k = 4,3 \dots 4,5$; $b_{\text{ср}}$ – средняя (с учетом уширений) ширина ступени ножа, $b_{\text{ср}} = S_i/H_i$.

Суммарную реакцию грунта на рабочий орган БД определяют как сумму сил, действующих в каждой из зон отдельной ступени рабочего органа высотой H_i . Для суммарной горизонтальной составляющей ее аналитическое выражение запишем:

$$\begin{aligned}\Sigma R_{\text{гн}} &= 2N \cdot \sin \delta + 2T \cdot \cos \alpha + \Sigma N_j \cdot \sin \alpha + \Sigma T_j \cdot \cos \alpha + 2F_1 + 2F_2; \\ \Sigma R_{\text{вн}} &= \Sigma N_j \cdot \cos \delta + \Sigma T_j \cdot \sin \alpha,\end{aligned}\quad (2.235)$$

где N, N_j — равнодействующие нормальных контактных давлений на лобовой поверхности ножа в зонах сдвига, переходной и уплотнения; γ — угол заострения ножа рассекателя; T, T_j — равнодействующие сил трения ножа на лобовой поверхности, вызванные нормальными контактными давлениями; F_1, F_2 — равнодействующие сил трения на боковых поверхностях в зоне рассекателя и зуба-рыхлителя; Ψ — угол резания ножа рыхлителя.

Равнодействующие нормальных контактных давлений (напряжений) определяются по формулам:

$$\begin{aligned}N &= \sigma_1 \cdot S_1/2; \\ N_1 &= (\sigma_1 + \sigma_2) \cdot S_1/2; \\ N_2 &= (\sigma_1 + \sigma_2) \cdot S_2/2, N_3 = \sigma_3 \cdot S_3,\end{aligned}\quad (2.236)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — нормальные контактные давления на лобовой поверхности ножа. Можно принимать $\sigma_1 = (0,03 \dots 0,05)$ МПа (нижние значения для прочных грунтов, верхние — для пластичных); $\sigma_2 = (0,5 \dots 0,6) \cdot \sigma_1$; $\sigma_3 = (0,2 \dots 0,8)$ МПа (в зависимости от сопротивляемости грунта разрушению). S, S_j — площади лобовых поверхностей отдельных участков ступени.

Силы трения T, T_j определяются по формулам:

$$T = f \cdot N; T_j = f_j \cdot N_j, \quad (2.237)$$

где f, f_j — коэффициенты трения грунта о сталь в соответствующих зонах в функциях нормальных контактных давлений, вычисляемых по зависимости Ю.А. Ветрова.

Ориентировочно можно принимать указанную зависимость в следующем виде:

$$f_j = 0,1892 + 0,3524/\sigma_j, \quad (2.238)$$

где σ_1 — нормальное контактное давление, Н/см². Силы трения F_1 и F_2 определяются как произведение коэффициентов трения грунта f_1 и f_2 по стали на равнодействующие нормальных контактных давлений на боковые поверхности ножа:

$$F_1 = f_1 \cdot S_{\text{бок1}} \cdot \sigma; F_2 = f_2 \cdot S_{\text{бок2}} \cdot \sigma'', \quad (2.239)$$

где σ', σ'' — средние нормальные давления в зоне рассекателя и зуба-рыхлителя, действующие на боковые поверхности с площадью, соответствующей $S_{\text{бок1}}, S_{\text{бок2}}$.

Горизонтальные давления заземленного грунта на боковые поверхности рабочего органа принимают пропорциональными глубине Z , т.е. $\sigma_z = m \cdot Z$ (m – коэффициент пропорциональности, $m = \sigma'/H$). Давление заземленного грунта на глубине H можно определить по формуле (2.213) при $h_t = 0$. Тогда

$$\sigma'_{cp} = \sigma' \cdot h / (2H); \sigma''_{cp} = \sigma' \cdot (h + H) / (2 \cdot H). \quad (2.240)$$

Для вычисления суммарных реакций для всего рабочего органа соответствующие реакции по каждой ступени складывают. Используя методику, описанную в главе 2.3, можно получить координаты приложения общей равнодействующей реакций грунта.

Статический расчет и проверку проходимости дреноукладчиков проводят в рабочем положении при максимальной h_{max} и минимальной h_{min} глубинах закладки дренажа и на разных грунтах. Расчетные схемы дреноукладчиков с действующими усилиями и точками их приложения показаны на рисунке 2.25.

2.6.3. Тяговые сопротивления, тяговый расчет и баланс мощности дренажных трубоукладочных машин

В общем случае при укладке коротких труб с фильтрующей обсыпкой в обрушающихся грунтах суммарное тяговое сопротивление F_{po} (кН) (рис. 2.26 а, б):

$$F_{po} = \sum R_k \cdot \cos \alpha_{po} + \sum R_n \cdot \sin \alpha_{po} + R_{ог} + F_{тр} + F_{уф}, \quad (2.241)$$

где $\sum R_k$ и $\sum R_n$ – суммарные касательная и нормальная составляющие сопротивления копанию землеройным рабочим органом, кН; α_{po} – угол наклона землеройного рабочего органа, град; $R_{ог}$ – горизонтальная составляющая, действующая на зачистной нож, кН; $F_{тр}$ – составляющая сил трения, действующая в направлении движения машины, кН, приложенная в центре давления D_t с координатами h , h_t и x , $L_{тб}$; $F_{уф}$ – усилие от укладки фильтрующего материала, действующее вдоль оси уложенной трубы, кН.

При укладке пластмассовых труб с фильтрующими лентами (рис. 2.25 д) в обрушающихся грунтах усилие F'_{po} включает дополнительно усилия от протягивания верхней $F'_{лв}$ и нижней $F'_{лн}$ ленты.

При укладке коротких труб с подстилающей и закрывающей лентой в необрушающихся грунтах с присыпкой срезаемым растительным слоем грунта (рис. 2.25 г) суммарное тяговое усилие, кН:

$$F'_{po} = \sum R_k \cdot \cos \alpha_{po} + \sum R_n \cdot \sin \alpha_{po} + R_{ог} + F'_{лв} + F'_{лн} + F'_{пр}, \quad (2.242)$$

где $F'_{пр}$ – сопротивление, действующее от присыпателя дрены с пассивным рабочим органом, кН.

При устройстве бестраншейного дренажа в налипающих грунтах (рис. 2.25 е, ж) суммарное тяговое усилие, кН:

$$F'_{po} = \sum R'_{nr} + \sum R'_{тр} + \sum F'_n + \sum F'_{уг}. \quad (2.243)$$

Баланс мощности дреноукладчика определяют в рабочем положении при максимальной глубине заложения дренажа в самых тяжелых условиях с учетом уклона поверхности движения, сопротивления ходовых и опорных устройств при рабочих скоростях укладки. Для преодоления неучтенных сопротивлений в расчетную формулу вводят коэффициент запаса по мощности, равный 1,2...1,3.

Проверяют работоспособность выбранного двигателя по его внешней (скоростной) характеристике, а движителя – по проходимости.

2.6.4. Оценка точности работы дренажной машины

Одним из важных показателей качества работы дренажной машины может быть неровность поверхности дна траншеи или щели, прокладываемых землеройным рабочим органом.

Неровности поверхности дна траншеи определяют такой важный показатель работы горизонтального дренажа, как его транспортирующая по воде способность. Кроме того, значительные неровности, особенно при наличии даже небольших обратных уклонов, могут быть причиной заиливания дренажных трубок, частичного выхода из строя всей дренажной линии.

Эти неровности зависят от неровностей поверхности трассы, по которой движется при работе дреноукладчик, и от статических и динамических свойств самого дреноукладчика. К этим факторам можно отнести следующие: тип и параметры агрегатирования рабочего оборудования с базовой машиной, тип базовой машины (на колесном или гусеничном ходу), режим работы дреноукладчика (скорость резания и скорости подачи). Кроме того, на неровности дна траншеи оказывают влияние технологические параметры рабочего процесса (глубина и ширина траншеи). Влияние оказывают также тип и состояние грунта. Система автоматического регулирования (САРУ) землеройного рабочего органа по высоте позволяет кардинально улучшить точность дна прокладываемой траншеи (щели).

Учесть все перечисленные факторы при количественной оценке точности работы дреноукладчика можно, если представить его в виде динамической системы, преобразовывающей входные воздействия (неровности поверхности трассы движения дреноукладчика) в выходные (неровности поверхности дна щели или траншеи).

Динамические свойства дреноукладчика могут быть описаны передающей функцией, а входные воздействия, в таком случае, могут быть идентифицированы спектральной плотностью неровностей поверхности трассы. Представление выходной функции имеет вид спектральной плотности

неровностей дна траншеи (щели). Система автоматического управления землеройным рабочим органом по высоте является объектом с отрицательной обратной связью. Эта система формирует управляющее (корректирующее) воздействие на положение землеройного рабочего органа по высоте.

Воспользуемся известной формулой статистической динамики:

$$S_{\text{дна}}(\omega) = S_{\text{тр}}(\omega) \cdot A^2(\omega), \quad (2.244)$$

где $S_{\text{дна}}(\omega)$ – спектральная плотность неровностей дна траншеи, $\text{см}^2 \cdot \text{м}$; $S_{\text{тр}}(\omega)$ – спектральная плотность неровностей трассы, по которой движется дренаукладчик, $\text{см}^2 \cdot \text{м}$; $A(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика дренаукладчика.

$$A_{\text{дна}} = \sqrt{2 \cdot \int_0^{10} S_2(\omega) \cdot d\omega}, \quad (2.245)$$

где ω – волновая частота, м^{-1} ($\omega = 2\pi/T$ (T – длина неровности, м).

Спектральная плотность неровностей на входе, т.е. трассы движения дренаукладчика, может быть описана следующей упрощенной формулой:

$$S_{\text{тр}}(\omega) = \frac{A_0 \cdot D \cdot \alpha_0}{\pi \cdot (\alpha_0^2 + \omega^2)} + \frac{A_1 \cdot \alpha_1}{\pi} \left[\frac{1}{\alpha_1^2 + (\omega + \omega_1)^2} + \frac{1}{\alpha_1^2 + (\omega - \omega_1)^2} \right], \quad (2.246)$$

где D – дисперсия неровностей трассы, см^2 ; α_0 и α_1 – постоянные коэффициенты; $\alpha_1 = 5 \text{ м}^{-1}$; $\alpha_2 = 0,3 \text{ м}^{-1}$; $\omega_1 = \frac{2\pi}{T_1}$. (Здесь T_1 – период наиболее часто встречающейся длины неровностей. Можно принимать значение $T_1 = 60 \dots 100 \text{ м}$). Значение дисперсии можно принимать равным $D = 50 \dots 100 \text{ см}^2$.

Общий вид дренаукладчика ЭТЦ-2011 и расчётные схемы для определения передаточных функций при его работе «от базы» и «от дна» показаны на рисунке 2.27 а, б, в. При работе «от базы» землеройный рабочий орган (ЗРО) управляется его гидравлическими цилиндрами, гидравлический цилиндр трубоукладчика находится в плавающем положении. При работе «от дна» ЗРО поднимается и опускается с помощью цилиндра трубоукладчика. В этом случае цилиндры ЗРО находятся в плавающем положении.

Выражения передаточных функций дренаукладчика при работе:

$$1) \text{ от базы} \quad P1(s) = \frac{X1}{(X1 - c) \cdot s^2 + k1 \cdot (L - t) \cdot s + X1}, \quad (2.247)$$

где $k1$ – коэффициент, учитывающий затухание колебаний базовой машины в вертикальной продольной плоскости. Значение этого коэффициента можно принимать $k1 = 1.5 \dots 2$.

$$2) \text{ от дна} \quad P2(s) = P11(s) \cdot P12(s), \quad (2.248)$$

где $P11(s)$ – передаточная функция базовой машины; $P12(s)$ – передаточная функция рабочего оборудования;

$$P11(s) = \frac{X2}{(X2 - c) \cdot s^2 + k1 \cdot (L - t) \cdot s + X2}; \quad (2.249)$$

$$P12(s) = \frac{a \cdot e^{t1 \cdot s}}{1 - e^{-t2 \cdot s} + a \cdot e^{-t2 \cdot s}}, \quad a = \frac{t1}{t1 + t2}; \quad (2.250)$$

3) от базы и при наличии системы автоматического управления (САРУ) землеройным рабочим органом (ЗРО)

$$P3(s) = \frac{P1(s)}{1 + PA(s)}; \quad (2.251)$$

4) от дна и при наличии САРУ

$$P4(s) = \frac{P2(s)}{1 + PA(s)}. \quad (2.252)$$

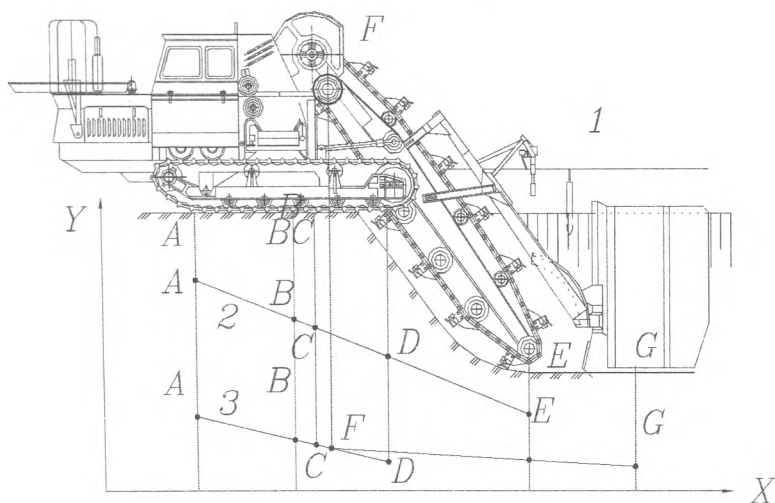


Рис. 2.27. Расчетные схемы к оценке точности работы дренажной траншейной машины:

а – технологическая схема дреноукладчика (его общий вид); б – расчетная схема для определения передаточной функции дреноукладчика при его работе от базы; в – расчетная схема для определения передаточной функции дреноукладчика при его работе от дна; А и D – начальная и конечная точки опорной части гусеничного хода (расстояние между ними L). Это база дреноукладчика; В – проекция на ось ОХ центра тяжести машины (t – координата точки В); С – центр давления гусеничного ходового оборудования дреноукладчика (с – координата точки С); F – проекция точки поворота землеройного рабочего органа при осуществлении его подъема и опускания (X1 – координата точки F); Е – проекция днообразующей кромки (X2 – координата точки Е); G – опорная точка трубоукладчика; t1 – расстояние между точками F и Е; t2 – расстояние между точкой Е и точкой G

В формулах 2.251 и 2.252 используется выражение передаточной функции системы автоматического управления землеройным рабочим органом по высоте РА (s):

$$PA(s) = \frac{k \cdot e^{-\tau \cdot s}}{s \cdot (T \cdot s + 1)}, \quad (2.253)$$

где k – коэффициент усиления САРУ; τ – время запаздывания системы, м; T – постоянная пути системы, м. Значения τ и T определяются по формулам: $\tau = \tau_t \cdot V_p$ и $T = T_t \cdot V_p$. По расчетам, подтвержденным экспериментальными данными, можно принимать $k = 0,08 \dots 0,4$; $\tau_t = 0,15 \dots 0,25$ с; $T_t = 0,2 \dots 0,3$ с.

2.6.5. Выбор типа и основных параметров ножей и дренера кротодренажных машин

Основные параметры ножей выбирают аналогично землеройному рабочему органу бестраншейного дреноукладчика бесступенчатого типа (рис. 2.25 к). Ножи перерезают дернину, мелкую древесную растительность и грунт на расчетную глубину заложения дренажа и служат также для передачи усилия от базовой машины дренеру. Связь ножа с дренером может быть жесткой (тип I, II) или гибкой (трос или цепь) постоянной или изменяющейся длины (тип III).

Дренеры изготавливают из стали или из твердых пород древесины с обязательной облицовкой металлом передней части корпуса с клинообразной или конусообразной заточкой.

Перед дренером формируется уплотненное грунтовое ядро, представляющее собой тело, находящееся в 100%-м трехосном (пространственном) напряженном состоянии. Уплотненное ядро может быть стабильным или нестабильным. При угле заточки конуса $80 \dots 120^\circ$ оно имеет симметричную форму. Однако грунт в придренинной зоне деформируется, образуя полость, вытянутую в сторону открытой поверхности. Этому в большой степени способствует щель, проложенная ножом. Чем больше диаметр дренера, тем более вытянута зона деформации грунта вверх. В поперечном направлении она прямо пропорциональна диаметру дренера и практически не зависит от угла заострения его передней части.

На минеральных грунтах диаметр дренера составляет 50...150 мм. С увеличением диаметра деформации грунта возрастают, а устойчивость кротовой дрены снижается. Для повышения устойчивости (срока службы) стенки дрен укрепляют различными материалами и методами, при этом диаметр дрены – 50...100 мм.

На торфяных грунтах диаметр дренера 100...300 мм, максимальный диаметр лимитирован глубиной закладки кротовины ($d_{\max} = h_{\text{д.макс}} \cdot 2,5^{-1}$).

Глубина закладки дрен определяется проектировщиками мелиоративных систем в зависимости от их назначения, уровня грунтовых вод, грун-

товыми и другими условиями. В торфяных грунтах $h_d \geq 60 \dots 70$ см; при предварительном осушении $h_d = 30 \dots 50$ см. Обычно устойчивый ход дренаера обеспечивается при $h_d = 3,5 \cdot d$ (d – диаметр дренаера).

Оптимальный угол заточки (заострения) дренаера, при котором тяговое сопротивление минимально, составляет $\gamma_{\text{опт}} = 37, 40 \dots 45, 25 \dots 27$ и $45 \dots 52^\circ$ соответственно для торфа, деревянного дренаера, для минерального грунта и клинообразного дренаера, для минерального грунта и конусообразного дренаера.

Длина цилиндрической части (стабилизатора) дренаера в торфяных грунтах $l_{\text{ц}} = (1,5 \dots 2) d$; в минеральных грунтах $l_{\text{ц}} = 100 \dots 150$ мм и может достигать 200 мм при $d = 50 \dots 100$ мм.

Обратный усеченный конус (задний конус, сглаживатель напряжений) имеет угол $20 \dots 25^\circ$ при длине $25 \dots 50$ мм.

Скорость движения дренаера существенно влияет на качество кротовых дрен и формирование остаточных деформаций в грунте. В торфяных грунтах она составляет $0,6 \dots 1$ м/с, в минеральных – может быть увеличена на $25 \dots 30\%$. С увеличением поступательной скорости сопротивление движению дренаера возрастает, так как в грунте накапливаются сжимающие деформации.

2.6.6. Тяговые сопротивления, статический и тяговый расчеты кротодренажных машин

Суммарное сопротивление движению дренаера зависит от многих факторов и направлено под углом α_d к горизонту, поэтому усилие F_d можно разложить на горизонтальную $F_{\text{др}}$ и вертикальную $F_{\text{дв}}$ составляющие.

Сопротивление движению рабочих органов кротодренажных машин, кН:

$$F'_{\text{ро}} = R_{\text{нг}} + F'_{\text{н}} + F'_{\text{тр}}, \quad (2.254)$$

где $R_{\text{нг}}$ – горизонтальная составляющая суммарного усилия резанию ножом, кН; $F'_{\text{н}}$ – сопротивление от налипания грунта на боковую поверхность ножа, кН; $F'_{\text{др}}$ – горизонтальная составляющая сопротивления движению дренаера, кН; $F'_{\text{тр}}$ – сопротивление трению от движения троса (цепи), кН. Указанные значения вычисляют при $h_d = h_{\text{щ}}$, (где h_d – глубина закладки дрены, $h_{\text{щ}}$ – глубина щели).

Горизонтальная составляющая $F'_{\text{др}}$, кН, сопротивления движению дренаера:

$$F'_{\text{др}} = 10^{-3} C_{\text{уд}} \cdot a_d \cdot d_d^{\text{вл}} \cdot K'_{\gamma} \cdot K'_{\alpha}, \quad (2.255)$$

где $C_{\text{уд}}$ – число ударов ударника ДорНИИ; a_d и p_d – опытные коэффициенты, зависящие от типа дренаера (табл. 2.9); d_d – диаметр дренаера, мм; K'_{γ} – коэффициент, учитывающий изменение горизонтальной составляющей сопротивления в зависимости от угла заострения γ дренаера (табл. 2.10); K'_{α} – коэффициент, учитывающий трение по цилиндрической части дренаера за счет давления от упругих деформаций грунта; по опытным данным, $K'_{\alpha} = 1 + \chi_{\alpha} \cdot 0,01 \cdot l_{\text{ц}}$; при $d_d = 50$ мм, $\chi_{\alpha} = 0,277$; при $d_d = 80$ мм, $\chi_{\alpha} = 0,1$ ($l_{\text{ц}}$ – длина цилиндрической части дренаера, мм).

Таблица 2.9

**Значение опытных коэффициентов a_d и n_d
для дренаеров различных типов**

Тип грунта	Тип дренаера № 1: жесткая связь с ножом, клинообразная заточка		Тип дренаера № 2: жесткая связь с ножом, конусообразная заточка		Тип дренаера № 3: гибкая связь с ножом, конусообразная заточка	
	a_d	n_d	a_d	n_d	a_d	n_d
Минеральный:						
для $F'_{дг}$	1,05	2,53	1,21	2,42	0,37	2,88
для $F'_{дв}$	4,09	1,95	2,00	1,00	-	-
Торфяной:						
для $F'_{дг}$	-	-	-	-	2,90	1,62

Таблица 2.10

Значение коэффициента K_γ для дренаеров различных типов

Тип дренаера	Угол заострения дренаера γ , град						
	10	20	25	30	40	50	60 ... 80
№ 1	1,85	1,15	1,00	1,08	1,30	1,45	1,54
№ 2 и № 3	1,61	1,10	1,00	1,02	1,08	1,12	1,20

С учетом влияния скорости движения V_p (км/ч) для болотно-торфяных грунтов горизонтальную составляющую сопротивления движению дренаера $F'_{дг}$ (кН) вычисляют по эмпирической формуле:

$$F'_{дг} = 10^{-1} \cdot V_p^{0,2} \cdot (40,8 \cdot h_d - 0,204 \cdot h_d^2 - 90) \cdot (d^{1,93} + 35,12 \cdot l_c), \quad (2.256)$$

где h_d – в см, d и l_c – в мм.

Вертикальная составляющая $F'_{дв}$ (кН) сопротивления для дренаера I типа:

$$F'_{дв} = 10^{-2} \cdot \text{Суд} \cdot a_d \cdot n'_d \cdot d_{дн},$$

где n'_d – коэффициент, учитывающий влияние угла заострения γ .

γ , град	15	20	25	30	40	50	60	70	80
n'_d	1,31	1,13	1,00	0,88	0,66	0,48	0,32	0,18	0,03

Для дренаеров типа I и II $F'_{дв} = 0$.

Сопротивление движению заглубленного троса (цепи) $F'_{\text{тр}}$ (кН) в дренажах типа III учитывается, если длина троса $l_{\text{т}} > 1,0 \dots 1,5$ м:

$$F'_{\text{тр}} = 10^{-3} K_{\text{т}} \cdot l_{\text{т}} + K'_{\text{т}}, \quad (2.257)$$

где $K_{\text{т}}$ – среднее сопротивление движению троса, Н/м; при глубине $h_{\text{т}} = 65, 75, 85, 95, 100$ см соответственно $K_{\text{т}} = 57; 52; 48,1; 46,5; 45,4$ Н/м; $l_{\text{т}}$ – длина троса, м; $K'_{\text{т}}$ – начальное усилие сдвига троса, $K'_{\text{т}} = 0,01 \dots 0,02$ кН.

Статические расчеты кротодренажных машин в рабочем и транспортном режимах выполняют по общеизвестной методике с коэффициентом запаса устойчивости $1,2 \dots 1,3$.

2.6.7. Выбор и обоснование параметров и режима работы дренажно-щелевых машин

Дренажно-щелевые машины имеют основной землеройный рабочий орган в виде бара с вертикальной или наклонной осью вращения или дискофрезерного (иногда качающегося) оборудования. Дополнительно устанавливают пассивные диски, закрывающие дренаж сверху.

Особенность – высокие скорости движения режущих элементов ($3 \dots 4$ м/с для бара и до $18 \dots 20$ м/с для дисков), что позволяет эффективно разрезать древесину.

Кинематические и силовые параметры дренажно-щелевых машин выбирают так же, как для соответствующих землеройных рабочих органов строительных машин.

Производительность дренажно-щелевых машин лимитируется выносной способностью рабочих органов.

Дискофрезерные и баровые рабочие органы эффективно работают при нарезке щелей в мерзлых торфяниках при производстве земляных работ зимой. Но из-за сильного абразивного износа и низкой надежности на минеральных грунтах их не используют.

Контрольные вопросы к главе 2.6

1. Перечислите основные требования, предъявляемые к параметрам и форме трубоукладчика.

2. Что означает «ступенчатый рабочий орган бестраншейного дренажукладчика»? Зачем он нужен? Какие требования предъявляются к параметрам ступеней?

3. Что такое «критическая глубина резания»? Как это понятие используется для обоснования параметров ступенчатого рабочего органа бестраншейного дренажукладчика?

4. Какие силы действуют на дренажную машину с траншейным, узкотраншейным и бестраншейным рабочим органом?

5. Каков алгоритм оценки точности работы дренажной машины?
6. Что такое работа САРУ от базы?
7. Что такое работа САРУ от дна?
8. Как выбирается тип и основные параметры рабочего органа крото-дренажной машины?

2.7. Основы расчёта машин для укладки бетонных антифильтрационных экранов

Машины для укладки бетонных антифильтрационных экранов каналов в виде бетоноукладчиков и нарезчиков швов входят в состав комплекта машин для устройства бетонных покрытий каналов различной глубины H_k , ширины по дну b_d и заложения откосов m .

2.7.1. Выбор основных параметров бетоноукладчиков и нарезчиков швов

Основные параметры бетоноукладчика определяются: толщиной слоя облицовки, длиной периметра облицовки, показателями подвижности (осадка стандартного конуса, см) и удобоукладываемости (жёсткости смеси, с) бетонной смеси.

Вместимость V_B , m^3 , приёмных бункеров для машин продольной и поперечной укладки $1,5 \dots 5 m^3$, что определяет массу m_i , мощность привода, кВт, и технологические возможности комплекта (производительность) Π_t , $m^3/ч$, $m/ч$:

$$V_s = 60^{-1} \Pi_t T_{ц}, \quad (2.258)$$

где Π_t – техническая производительность бетоноукладчика, $m^3/ч$; $T_{ц}$ – продолжительность цикла, мин, $T_{ц} = 10 \dots 16$ мин;

$$T_{ц} = V_B (\ell_n \delta_0 k_1 v_B)^{-1}, \quad (2.259)$$

где V_B – объём бункера с бетонной смесью, m^3 ; ℓ_n – длина бетонируемого периметра, м, принимают на $0,2 \dots 0,5$ м больше периметра поперечного сечения канала; δ_0 – толщина слоя бетонной облицовки, см; k_1 – коэффициент уплотнения бетонной смеси; $k_1 = \gamma_{cy}/\gamma_c = 1,1 \dots 1,25$; γ_{cy} – удельный вес уплотненной бетонной смеси, $\gamma_{cy} = 22 \dots 26,5$ кН/ m^3 ; γ_c – удельный вес свежееуложенной бетонной смеси, кН/ m^3 .

Массу бетоноукладчика m_1 и его основных частей: уплотняющего m_2 и заглаживающего m_3 брусев, бетонной смеси m_4 и воды m_5 , а также массу нарезчика швов m_6 назначают, исходя из анализа существующих конструкций (табл. 2.11).

$$m_4 = \gamma_c V_B g^{-1}; m_5 = \gamma_B V_{Bg}^{-1}; m_6 = \gamma_n \ell_n g^{-1};$$

$$m_1 = \gamma_B \ell_n g^{-1}; m_2 = \gamma_y \ell_n g^{-1}; m_3 = \gamma_3 \ell_n g^{-1},$$
(2.260)

где $\gamma_B, \gamma_y, \gamma_3, \gamma_n$ – удельные материалоемкости бетоноукладчика, уплотняющего и заглаживающего брусьев, нарезчика швов: $\gamma_B = 13 \dots 25$ кН/м; $\gamma_y = 2 \dots 8$ кН/м; $\gamma_3 = 1,2 \dots 2,5$ кН/м; $\gamma_n = 6 \dots 10$ кН/м; γ_c и γ_B – удельные веса неуплотненной бетонной смеси и воды, кН/м³: $\gamma_c = 0 \dots 22$, $\gamma_B = 10$; V_B – вместимость бункера; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

Таблица 2.11

Параметры бетоноукладчиков и нарезчиков швов

Параметр	Тип бетоноукладчика		
	полнопрофильный продольной укладки (виброформа)	полнопрофильный продольной укладки (рельсовый)	неполнопрофильный (откосный) поперечной укладки (рельсовый)
Канал, м: глубина H_k Ширина по дну b_d Коэффициент заложения откосов $m (m = \text{ctg} \alpha_k)$	0,6...1,5 0,4...1,5	9...3 0,8...2,5 1,5	2,5...4 и более 4...8 1,5; 2,5
Толщина слоя облицовки δ_0 , см	8...16	6...15	6...20
Удельная материалоем- кость на бетонируемый периметр, кН/м Бетоноукладчика γ_B уплотняющего бруса γ_y заглаживающего бруса γ_3 нарезчика швов γ_n каретки с ножом γ_k	13...18 2...2,2 С С 3...5,5	18...25; 14...17 1,7...2,2 1,2...2,5 8,5...9,5; 4...6 3...4	15...16; 18...22 ¹ 5...8 — 6,5...7,5; 6...9 3...4
Объем, м ³ бункера V_B бака с водой V_B	4...8 0,8...1,2	2,4...6,3 1,8...2,2	2,2...2,6 2...2,5
Рабочая скорость движе- ния, м/с бетоноукладчика V_B нарезчика швов V_B	0,012...0,025 0,02...0,03	0,006...0,025 0,03...0,04	0,05...0,1 0,03...0,04
Техническая производи- тельность Пт, м ³ /ч бетоноукладчика, нарезчика швов,	14...16 20...40	30...60 50...80	25...35 80...100

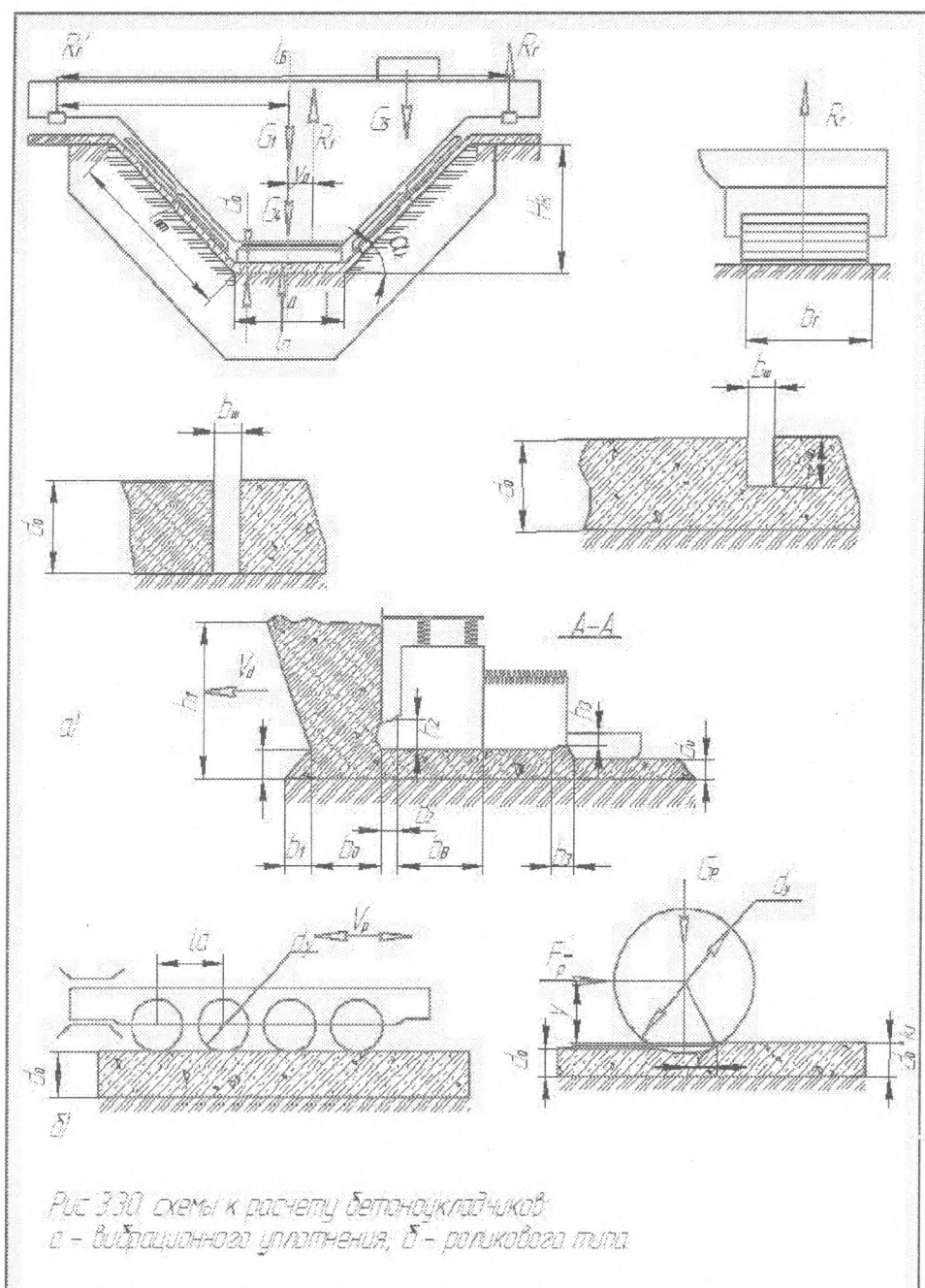


Рис. 2.28. Схемы к расчёту бетоноукладчиков:
 а – вибрационного уплотнения; б – роликового типа

При определении m_2 и m_3 для откосного бетоноукладчика вместо l_n принимают $l_{бет}$ – ширину полосы бетонирования, $l_{бет} = 2,5 \dots 3,5$ м.

Пользуясь значениями масс m_1 , можно вычислить силы тяжести соответствующих элементов машины (рис. 2.28) $G_1 = m_1 g$, кН. Рабочая скорость движения, м/с, бетоноукладчика непрерывного действия, м/с

$$V_B = \Pi_T (3,6 \cdot 10^3 \cdot \ell_n \cdot \delta_0 \cdot k_1)^{-1} = b_B \cdot z_1 (t' \cdot \delta_0 \cdot k_1)^{-1} \quad (2.261)$$

где Π_T – техническая производительность бетоноукладчика по бетонной смеси, м³/ч; δ_0 – толщина слоя бетонной облицовки, м; k_1 – коэффициент уплотнения бетонной смеси, $k_1 = \gamma_{cy}/\gamma_c$, $k_1 = 1,1 \dots 1,25$; γ_{cy} – удельный вес уплотненной бетонной смеси, кН/м³, $\gamma_{cy} = 22 \dots 26,5$ кН/м³; b_B – ширина вибробруса в направлении движения, $b_B \geq (2,5 \dots 3) \delta_0$. Обычно $b_B = 0,25 \dots 0,5$ м; z_1 – число вибробрусьев, последовательно уплотняющих бетонную смесь заданной толщины δ_0 и ширины ℓ_n ($b_{\text{бет}}$). В мелиоративных бетоноукладчиках, $Z_1 = 1$; t' – время, необходимое для качественного уплотнения бетонной смеси слоем толщиной 0.01 м. Для бетонных смесей с осадкой стандартного конуса 2...4 см $t' = 150 \dots 160$ с/м:

$$t' = 2J \sqrt{\frac{I_{CT}}{I}}, \quad (2.262)$$

где J – показатель удобоукладываемости (жесткости) бетонной смеси, с (время погружения в бетонную смесь образца, в виде стандартного конуса, при частоте круговых колебаний $f = 50$ Гц и амплитуде $\ell_a = 0,035$ см). I_{CT} – стандартная интенсивность вибрирования, см²/с³. $I_{CT} = \ell_a^2 \cdot f^3 = 0,035^2 \cdot 50^3 = 150$ см²/с³; I – интенсивность вибрирования в производственных условиях, м²/с³.

Режимное уравнение уплотняющих вибробрусьев для обработки бетонной смеси определяется интенсивностью, м²/с³, бетонирования:

$$I = \ell_a^2 \cdot \omega^3 = [k_0 \cdot k_1^3 \cdot \delta_0 \cdot \gamma_c \cdot (k_1 - 1)^2 \cdot e^{k_0 k_1 \delta_0}] \cdot [\mu \cdot t' \cdot (1 - e^{-k_1})]^{-1}, \quad (2.263)$$

где ℓ_a – амплитуда колебаний бетонной смеси, см, $\ell_a = 0,03 \dots 0,05$ см; ω – угловая скорость вращения дебалансных валов, рад/с, $\omega = 2\pi \cdot f$; k_0 – коэффициент затухания колебаний в бетонной смеси, см⁻¹ с⁻¹, $k_0 = 0,1 \dots 0,3$ см⁻¹ с⁻¹; γ_c – плотность неуплотненной бетонной смеси, кг/см³; e – основание натурального логарифма, $e = 2,72$; μ – удельный коэффициент сопротивления бетонной смеси колебаниям (коэффициент вязкого сопротивления), Н·с/см³, $\mu = (3 \dots 6) \cdot 10^{-2}$ Н·с/см³.

Суммарный статический момент массы дебалансов, кг · м, устанавливаемых на вибробрусьях с механическими вибровозбудителями,

$$M_B = m_2 \cdot \ell_a,$$

где m_2 – масса уплотняющего вибробруса, кг; ℓ_a – амплитуда колебания, м.

Если в качестве вибровозбудителей используют серийные электро-механические вибраторы ненаправленного действия, то требуемое число вибраторов

$$Z_B = M_B \cdot M_C^{-1}, \quad (2.264)$$

где M_C – статический момент массы дебалансов серийного вибратора, кг м.

Вынуждающая сила, приходящаяся на 1 м² уплотняемой поверхности (давление), кН/м²:

$$q = Z_B \cdot F_B \cdot (b_B \cdot \ell_B)^{-1} \geq [q] \quad (2.265)$$

где Z_B – число вибраторов; F_B – вынуждающая сила серийного вибратора, кН $F_B = M_c \omega^2 10^3$ (здесь M_c в кг·м; ω в рад/с); b_B и ℓ_B – ширина и длина вибробруса, м; $[q]$ – допускаемая вынуждающая сила на 1 м² уплотняющей поверхности, кН/м²; $[q] = 23 \dots 25$ кН/м².

По длине полосы бетонирования и числу стандартных вибраторов вибробрус делят на отдельные секции, устанавливаемые независимо на общей раме. Если в конструкции использованы механические возбудители, то для синхронизации движения дебалансных валов их соединяют жесткой кинематической связью через общий вал.

На характер распределения колебаний по длине секций вибробруса оказывает влияние его жесткость. Допустимый прогиб бруса Y длиной $\ell_{бр}$, м, в середине пролета от действия собственного веса, м: $Y = 10^{-4} \cdot \ell_{бр}$.

Равномерное распределение амплитуды колебаний бруса зависит от размещения вибраторов по его длине. Расстояние между вибраторами $\ell_{вibr}$ вычисляют по формуле, м: $\ell_{вibr} = 3 \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{\gamma_y \cdot \omega^2}}$, где E – модуль упругости материала вибробруса, кПа; I – момент инерции поперечного сечения вибробруса, м⁴; γ_y – удельная металлоемкость уплотняющего вибробруса, кН/м; ω – частота вынужденных колебаний вибробруса, рад/с.

На некоторых бетоноукладчиках за вибробрусом устанавливают заглаживающие брусья, уменьшающие шероховатость бетонного покрытия. Заглаживающим брусьям сообщается возвратно-поступательное движение, перпендикулярное оси канала (направлению бетонирования), с частотой $\omega_1 = 2 \dots 3$ с⁻¹ и амплитудой перемещения $\ell'_a = 1,5 \dots 2,5$ см.

Толщину слоя бетонной облицовки регулируют, поднимая ферму относительно опорной поверхности винтовым устройством со скоростью 0,14...0,16 м/с. Транспортная скорость бетоноукладчиков и их распределительных бункеров – 0,1...0,5 м/с.

Нарезчики швов предназначены для нарезки в свежееуложенном бетоне продольных и поперечных усадочных и температурных швов с целью компенсации различных деформаций одежды.

Параметры температурных швов: ширина $b_{ш} = 2$ см, глубина $h_{ш} = \delta_0$; параметры усадочных швов: ширина $b_{ш} = 1$ см, глубина $h_{ш} = (1/2 \dots 1/3) \cdot \delta_0$. Скорость нарезки швов – 0,03...0,04 м/с, угловая частота вынужденных колебаний виброножа 280 ... 570 рад/с. δ_0 – толщина слоя укладываемого бетонного покрытия, см.

Поливные машины служат для ухода за свежееуложенным бетоном, поддержания нормального температурного режима и предотвращения появления поверхностных трещин. Потребный удельный расход воды – 2...5 л/м³. Для нарезчиков швов применяют распылители пленкообразующих эмульсий с расходом 0,3...0,7 кг/м³.

По ходовому устройству различают бетоноукладчики на рельсах, на опорных поверхностях скольжения (скользящие виброформы), на пневмоколесном ходу, опирающиеся на бермы, и на гусеничном ходу, опирающиеся на дно канала.

Ходовое устройство выбирают с учетом максимальной нагрузки от сил тяжести металлоконструкции, сборочных единиц, расходных материалов и максимально возможного смещения от оси машины при коэффициенте неравномерности распределения сил тяжести, равном 1,2.

Ходовое оборудование рассчитывают по условиям проходимости и допускаемым давлениям движителя на основание.

2.7.2. Тяговый расчет и баланс мощности бетоноукладчика

Тяговые сопротивления бетоноукладчика определяют в рабочем положении при максимальном поперечном сечении бетонируемого канала, наибольшей толщине облицовки и максимальной нагрузке машины расходными материалами (бетонная смесь, вода, эмульсия, топливо и др.).

Максимальное тяговое сопротивление, кН, полнопрофильного бетоноукладчика продольной укладки (виброформы, в т. ч. скользящей):

$$F' = F'_r + F'_n \pm F'_{po} \pm F'_u + F'_v, \quad (2.266)$$

где F'_r – сопротивление перемещению бетоноукладчика, кН; F'_n – сопротивление перемещению прицепного оборудования к бетоноукладчику (заглаживающие бруссы и др.), кН; F'_{po} – сопротивление перемещению рабочего оборудования при увеличении (+), при уменьшении (подталкивании машины) (–), кН; F'_u – сопротивление от сил инерции при разгоне (+) или торможении (–); F'_v – сопротивление ветра (ветровая нагрузка) движению машины, кН.

Сопротивление перемещению бетоноукладчика F'_r , кН, с учетом уклона поверхности движения

$$\begin{aligned} F'_r &= [G_1 + G_2 + G_5 - G_c - (G'_2 + G'_3)] \cdot (f_M \pm i) = \\ &= [G_1 + G_4 + G_5 - \ell_n \cdot b_0 \cdot h_M \cdot \gamma_c - (\gamma_y + \gamma_3) \cdot (b_d + 2\ell_{or} \cdot \cos \alpha_k)] \cdot (f_M \pm i), \end{aligned} \quad (2.267)$$

где $\gamma_c, \gamma_y, \gamma_3$ – формула 2.260; G_c – сила тяжести столба бетонной смеси, опирающегося через выходное отверстие бункера на основание, кН; G'_2 – часть силы тяжести уплотняющего вибробруса, передаваемая на бетонную смесь, кН; G'_3 – часть силы тяжести заглаживающего бруса, передаваемая на свежееуложенный бетон, кН; f_M – коэффициент сопротивления движению, $f_M = 0,2 \dots 0,3$ – при перемещении по рельсформам и на катках; $f_M = 0,1 \dots 0,15$ – при движении на гусеничном ходу; $f_M = 0,5 \dots 0,6$ – при скольжении по грунтовому, гравийно-песчаному основанию; i – уклон поверхности движения, $i = 0,005 \dots 0,010$; $i = \operatorname{tg} \alpha_y$; α_y – угол продольного уклона бетонируемого канала; b_d – ширина канала по дну; b_0 – ширина выходного отверстия бункера, м; $b_0 = 0,2 \dots 0,3$ м; h_M – высота столба материала в бункере, м; ℓ_{or}, ℓ_n – длина канала, α_k – угол наклона откоса к горизонту, град.

Соппротивление перемещению прицепного оборудования – заглаживающего бруса, кН:

$$F'_{\Pi} = f_2 \cdot \gamma_3 \cdot (b_{\text{д}} + 2\ell_{\text{от}} \cdot \cos \alpha_k), \quad (2.268)$$

где f_2 – коэффициент трения металла по свежееуложенному бетону; $f_2 = 0,6 \dots 0,65$.

Соппротивление перемещению рабочего оборудования кН:

$$F'_{\text{p.o}} = F'_1 + F'_2 + F'_3 + F'_4, \quad (2.269)$$

где F'_1 – соппротивление перерезанию столба бетонной смеси стенкой бункера, кН: $F'_1 = k_{\text{бет}} \cdot l_n \cdot b_0$; Здесь $k_{\text{бет}}$ – удельное соппротивление перерезанию столба бетонной смеси бункером, кН/м²; $k_{\text{бет}} = 5 \dots 6$ кН/м²; F'_2 – соппротивление от сил трения вибробруса по поверхности возбужденной бетонной смеси, кН: $F'_2 = f_1 \cdot \gamma_y \cdot (b_{\text{д}} + 2\ell_{\text{от}} \cdot \cos \alpha_k)$, кН; здесь f_1 – коэффициент трения металла, $f_1 = 0,02 \dots 0,05$ по возбужденной бетонной смеси; $f_1 = 0,45 \dots 0,65$ при отсутствии вибрации; F'_3 – соппротивление от перемещения призмы бетонной смеси, скапливающейся перед бункером, уплотняющим и заглаживающим вибробрусьями, кН: $F'_3 = 0,5 \cdot f_3 \cdot \gamma_c \cdot f_n \cdot [h_1 \cdot b_1 + h_2 \cdot b_2 + h_3 \cdot b_3]$, здесь f_3 – коэффициент внутреннего трения бетонной смеси; $f_3 = 0,5 \dots 0,6$; h_1, h_2, h_3 – высота валика бетонной смеси соответственно перед бункером, уплотняющим и заглаживающим брусьями (рис. 2.28, I–I), м; ориентировочно $h_1 = 0,1, h_2 = 0,05, h_3 = 0,03$; b_1, b_2, b_3 – ширина валика бетонной смеси соответственно перед бункером, уплотняющим и заглаживающим брусьями, м; ориентировочно $b_1 = 0,07, b_2 = 0,04, b_3 = 0,03$ м; F'_4 – дополнительное соппротивление от работы зачистных лопаток и трения боковых лыж по бетонной смеси, кН; $F'_4 = (0,05 \dots 0,06) \cdot F'_{\text{p.o}}$.

Соппротивление от сил инерции при разгоне (торможении) бетоноукладчика кН:

$$F_u = \frac{mv}{t_{p(T)}},$$

где m – масса бетоноукладчика, т; v – рабочая скорость бетоноукладчика, м/с; $t_{p(T)}$ – время разгона (торможения), с, $t_{p(T)} = 1,5 \dots 2$ с.

Соппротивление ветра движению машины определяются с учетом решётчатости конструкции:

$$F'_в = k_2 \cdot n_в \cdot S_в, \text{ кН},$$

где k_2 – коэффициент, учитывающий решётчатость конструкции; $k_2 = 1$ – для виброформы; $k_2 = 0,3 \dots 0,4$ – для бетоноукладчиков; $n_в$ – скоростной напор или давление ветра, кН/м²; $n_в = 2,5$ кН/м²; $S_в$ – наветренная площадь машины, м².

Баланс мощности бетоноукладчика определяют в рабочем и транспортном положениях. В рабочем положении мощность привода силового оборудования P , кВт:

$$P = k_{\text{зап}} (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6), \quad (2.270)$$

где $k_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса, $k_{\text{зап}} = 1,1 \dots 1,2$; $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ – соответственно мощность, затрачиваемая на передвижение бетоноукладчика с рабочей скоростью

с учетом разгона и возможного буксования; на привод загрузочных элеваторов или скиповых ковшей; на привод виброэлементов уплотнительных брусьев; на привод заглаживающих брусьев; на привод центробежного насоса; на привод дополнительных устройств (освещение, управление, прогрев, или охлаждение бетонной смеси и др. 5...7% суммарной мощности).

Мощности P_1 , P_2 , P_5 и P_6 определяют по общеизвестной методике. Мощность, затрачиваемая на привод виброэлементов вибробруса, кВт:

$$P_3 = \mu \cdot \omega^2 \cdot z_b \cdot b_{вр} \cdot \ell_{вр} \cdot \ell_a^2 \cdot (2 \cdot 10^3 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3)^{-1}, \quad (2.271)$$

где μ – коэффициент вязкого сопротивления, Н·с/м³; $\mu = (3 \dots 6) \cdot 10$ Н·с/м³; ω – угловая скорость дебалансного вала, рад/с; z_b – число вибраторов на вибробрусьях; $b_{вр}$, $\ell_{вр}$, $\ell_{вм}$; η_1 – КПД вибробруса, учитывающего потери в подшипниках дебалансного вала и угол сдвига фрезы между перемещением и направлением действия вынуждающей силы, $\eta_1 = 0,5 \dots 0,65$; η_2 – КПД привода вибратора, $\eta_2 = 0,85 \dots 0,9$; η_3 – КПД электродвигателя, $\eta_3 = 0,7 \dots 0,9$.

Мощность, затрачиваемая на привод заглаживающего бруса, P_4 , кВт:

$$P_4 = F'_n \cdot \ell_a \cdot \omega_1 \cdot \eta_4^{-1}, \quad (2.272)$$

где F'_n – в кН; ℓ_a – амплитуда перемещения заглаживающего бруса, м; $\ell_{аз} = 0,015 \dots 0,025$ м; ω_1 – угловая частота продольных колебаний заглаживающего бруса, рад/с; $\omega_1 = 2 \dots 3$ рад/с; η_4 – механический КПД привода перемещения заглаживающего бруса; $\eta_4 = 0,8 \dots 0,85$.

2.7.3. Тяговый расчет и баланс мощности нарезчика швов

Максимальное сопротивление перемещению виброножа в свежееуложенном (уплотненном) бетоне при нарезке продольных или поперечных температурных (иногда деформационных – ложных) швов определяют для стандартных условий по опытным данным.

При заданных параметрах $b_{ш}$ и $h_{ш}$ температурного шва усилие перемещения виброножа $F'_{бн}$ составляет: $b_{ш} = 1$ и 2 см; $h_{ш} = 10$ и 20 см; $F'_{бн} = 0,8$ и $1,5$ кН.

При других размерах швов $F'_{бн}$ определяют методом линейной интерполяции.

При нарезке поперечных швов сопротивление перемещению рабочего оборудования $F'_{р.о}$, кН:

$$F'_{р.о} = F'_{бн} + \ell_n \cdot \gamma_n \cdot \sin \alpha_k + F'_{кар}, \quad (2.273)$$

где $F'_{бн}$ – максимальное сопротивление передвижению виброножа в свежееуложенном бетоне, кН; $F'_{кар}$ – сопротивление от перемещения каретки с учетом ее силы тяжести и внецентренного приложения нагрузки на вибронож, кН.

Мощность привода нарезчика поперечных швов, кВт:

$$P = P'_{\text{пер.кар.}} + P'_{\text{вибр.}} + P'_{\text{нас.}} + P'_{\text{д}}, \quad (2.274)$$

где $P'_{\text{пер.кар.}}$ – мощность привода перемещения каретки с виброножом с рабочей скоростью, кВт; $P'_{\text{вибр.}}$ – мощность, расходуемая вибратором на виброноже, кВт; $P'_{\text{нас.}}$ – мощность, потребляемая насосами для подачи и распыления защитной эмульсии, кВт; $P'_{\text{д.}}$ – мощность на привод дополнительных устройств, кВт; ориентировочно $P'_{\text{д.}}$ принимают в размере 5...7% от суммарной мощности привода нарезчика шва.

При нарезке продольных швов сопротивление перемещению нарезчика швов $P'_{\text{н.ш.}}$, кВт:

$$P'_{\text{н.ш.}} = \gamma_n \cdot \ell_n (f_m \pm i) + z_n \cdot F'_{\text{bn}} + F'_u + F'_v, \quad (2.275)$$

где γ_n – удельная металлоемкость нарезчика швов, кН/м; z_n – число виброножей для нарезки продольных швов; F'_u – сопротивление от сил инерции при разгоне нарезчика швов, кН; F'_v – сопротивление ветра движению нарезчика швов с учетом коэффициента решетчатости металлоконструкции $k_2 = 0,2...0,3$ кН.

Мощность привода, кВт, нарезчика продольных швов

$$P = P_{\text{пер.кар.}} + P'_{\text{вибр.}} + P'_{\text{нас.}} + P'_{\text{д.}}, \quad (2.276)$$

где $P'_{\text{н.ш.}}$, $P'_{\text{вибр.}}$, $P'_{\text{нас.}}$, $P'_{\text{д.}}$ – соответственно на перемещение нарезчика швов с учетом возможного буксования и разгона; на привод вибраторов, $P'_{\text{вибр.}} = 2...5$ кВт на один нож; $P'_{\text{нас.}}$ на привод насоса для подачи и распыления защитной эмульсии, определяемая по характеристикам насоса; $P_{\text{д.}}$ на привод дополнительных устройств, кВт.

2.7.4. Определение производительности бетоноукладочной машины

Техническая производительность, м³/ч, бетоноукладочной машины по свежееуложенной бетонной смеси для машин:

непрерывного действия (продольная укладка):

$$P_{\text{т.}} = S \cdot v_p;$$

циклического действия (поперечная укладка):

$$P_{\text{т.}} = 3.6 \cdot 10^3 \cdot b_{\text{вет}} \cdot \delta_0 \cdot \ell_n \cdot T_{\text{ц.}}^{-1},$$

где S – площадь поперечного сечения, укладываемой за один проход бетонной облицовки, м²; v_p – рабочая скорость бетоноукладчика, м/ч; $b_{\text{вет}}$ – ширина бетонирования за один проход, м; δ_0 – толщина слоя бетонной облицовки, м; $\delta_0 = \delta \cdot k_1^{-1}$; $\delta = h_1$ (рис. 2.28) – толщина слоя свежееуложенной (неуплотненной) бетонной

смеси, м; k_1 – коэффициент уплотнения бетонной смеси, $k_1 = \frac{\gamma_{\text{с.у.}}}{\gamma_{\text{с.}}} = 1,1...1,25$; здесь

$\gamma_{\text{с.у.}}$ – плотность уплотненной бетонной смеси, кг/м³; $\gamma_{\text{с.у.}} = 2200...2650$ кг/м³, $\gamma_{\text{с.}}$ – плотность свежеприготовленной (неуплотненной) бетонной смеси, кг/м³, $\gamma_{\text{с.}} = 2000...2200$ кг/м³; ℓ_n – длина бетонируемого периметра канала, м; $T_{\text{ц.}}$ – продолжительность одного цикла, с;

$$T_{\text{ц}} = (t_1 + t_2 + t_3) \cdot z_6 + t_4 + t_5 + t_6, \quad (2.277)$$

где t_1 – время выгрузки бетонной смеси из транспортного средства в укладочный (распределительный) бункер, с; $t_1 = 60 \dots 70$ с; t_2 – время перемещения груженого бункера от места загрузки к месту начала бетонирования, укладки бетонной смеси и возвращения пустого бункера под загрузку, с; t_3 – время, затрачиваемое на управление, с, затвором бункера, $t_3 = 15 \dots 20$ с; t_4 – время уплотнения полосы вибробрусом, с; t_5 – время холостого хода вибробруса, с; t_6 – время передвижения бетоноукладчика на новую позицию и его настройки, с, $t_6 = 50 \dots 70$ с; z_6 – число разгрузок бункера при бетонировании одной полосы. При совмещении отдельных операций по времени или разрыве между ними необходимо исключить время простоя от одной операции к другой.

Техническая производительность, м/ч, нарезчика швов определяется по формуле

$$\Pi_{\text{т}} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot \ell_{\text{ш}} (t_7 + t_8 + t_9 + t_{10})^{-1}, \quad (2.278)$$

где $\ell_{\text{ш}}$ – максимальная длина швов за один проход, м; $t_7 \dots t_{10}$ – время, с, соответственно нарезки поперечных швов; возврата каретки с виброножом в исходное положение; нарезки продольных швов; затрачиваемое на вспомогательные операции, $t_{10} = 5 \dots 15$ с. Время $t_2, t_4, t_5, t_7, t_8, t_9$ определяется длиной пути движения и средней скоростью движения исполнительного органа.

Контрольные вопросы к главе 2.7

1. Какие машины входят в состав комплекта машин для устройства бетонных покрытий каналов различной глубины, ширины по дну и заложения откосов?
2. От чего зависят основные параметры машин для укладки бетонных антифильтрационных экранов оросительных каналов и других мелиоративных и гидротехнических сооружений?
3. От чего зависят масса, мощность привода и технологические возможности комплекта машин для укладки антифильтрационных экранов?
4. От каких параметров зависит время виброобработки бетонной смеси в производственных условиях?
5. Какие ходовые устройства имеют бетоноукладчики и при каких условиях эксплуатации эти ходовые устройства выбирают?
6. В каких расчетных положениях подсчитывают баланс мощности бетоноукладчиков и из каких составляющих он складывается?

2.8. Основы теории и расчета дождевальной техники

2.8.1. Элементы техники полива дождеванием

Структура дождя характеризуется его интенсивностью, размером и спектром капель, слоем осадков за один цикл полива, равномерностью распределения осадков по орошаемому полю, концентрацией дождя (общий объем капель в единичном объеме дождя), объемным распределением капель, давлением жидкости на почву.

Различают мгновенную, действительную, среднюю и допустимую интенсивность дождя.

Мгновенная интенсивность дождя, мм/мин,

$$\rho_r = dh/dt_0, \quad (2.279)$$

где dh – приращение слоя осадков, мм; dt – приращение времени, мин.

Действительная интенсивность дождя ρ_a , мм/мин, отражает интенсивность его выпадения непосредственно из дождевого облака:

$$\rho_a = 60q/F \quad \text{или} \quad \rho_a = 60Q/F, \quad (2.280)$$

где q и Q – расход воды соответственно аппаратом или машиной, л/с; F – площадь одновременного захвата дождем, m^2 . Для струйных аппаратов площадь определяется следом дождевого облака, для машин позиционного действия – площадью орошения с одной позиции работы машины.

Допустимая интенсивность дождя – интенсивность, обеспечивающая в данных условиях подачу требуемой нормы полива без образования луж и стока.

При поливе движущимися машинами и вращающимися аппаратами основной качественный показатель – средняя интенсивность дождя, мм/мин:

$$\rho_m = 60q/F_0 \quad \text{или} \quad \rho_m = 60Q/F_0, \quad (2.281)$$

где F_0 – рассредоточенная площадь дождевания, на которой в едином технологическом процессе вносится заданная поливная норма, m^2 . Для струйных дождевальных аппаратов и машин кругового действия определяется площадью круга захвата дождем с радиусом R ; для машин, работающих в движении – площадью участка, определяемой шириной захвата дождем и длиной прохода (бьефом) в направлении движения машины.

Оптимальная продолжительность дождевания – период времени до образования луж или стока воды на поле. Практически до этого момента скорость впитывания воды в почву больше или равна действительной (для машин, работающих в движении) или средней интенсивности дождя.

Допустимую бесстоковую норму полива, мм, без образования стока можно вычислить по эмпирической зависимости:

$$m_d = P / \sqrt{\rho_a} e^{-0,5d}, \quad (2.282)$$

где P – показатель свободного (безнапорного) впитывания воды в почву, мм; e – основание натурального логарифма; d – средний диаметр капель дождя, мм.

Показатель впитывания численно равен достоевой норме при поливе дождем с интенсивностью 1 мм/мин. Ориентировочные значения показателя для различных видов почв составляют:

Почва	Р, мм
Глинистая и тяжелосуглинистая	20...30
Среднесуглинистая	30...60
Легкосуглинистая и супесчаная	60...90
Песчаная	> 90

В зависимости от допустимой поливной нормы определяют число проходов и требуемую скорость движения машины.

Продолжительность, мин, непрерывного дождевания до образования луж можно вычислить по эмпирической зависимости:

$$t = A/\rho_m B, \quad (2.283)$$

где А и В – параметры, характеризующие водопроницаемость почв и определяемые опытным путем при непрерывном дождевании. Параметр А для слабОВОПРОНИЦАЕМЫХ почв не превышает 5...6, для сильноводопроницаемых – 20...30. Параметр В колеблется от 1,3 до 1,7.

Важный технологический параметр – слой осадков за проход или оборот машины:

$$h = \rho_m t, \quad (2.284)$$

где t – продолжительность нахождения под дождем участка поверхности почвы, мин; для машин фронтального действия этот участок – площадь бьефа, для машин кругового действия – площадь круга.

Норма полива, м³/га, зависит от продолжительности непрерывного дождевания и повторности (цикличности) при прерывистом дождевании.

Норма полива для непрерывного дождевания

$$m = \rho_m t; \quad (2.285)$$

для прерывистого дождевания

$$m = h \cdot n_z, \quad (2.286)$$

где n_z – число циклов полива.

Для основных типов машин расчетные зависимости приведены в таблице 2.12.

Качество дождевания также зависит от диаметра образуемых капель. Наиболее благоприятен для растений и почвы морозящий дождь с каплями диаметром 0,4...0,9 мм. Максимально допустимый по агротехническим требованиям диаметр капель – 1,5 мм.

**Расчетные зависимости для определения характеристик дождя
различных типов машин и аппаратов**

Наименование дождевальной машины (аппарата)	ρ_a , мм/мин.	ρ_m , мм/мин.	h , мм
Дождевальные машины, работающие в движении с фронтальным перемеще- нием, полосовые дождеватели	60Q/Bl	60Q/bL	60Q/BV
Дождевальные машины, работающие в движении с перемещением по кругу, дальнеструйные дождевальные маши- ны, струйные аппараты	60Q/F	60Q/ πR^2	60Q/ $\pi R^2 n$
Дождевальные многоопорные машины позиционного действия	60Q/F	60Q/bl	—

Примечание. b – ширина захвата дождем машины, м; l – длина захвата дождем машины, м; L – длина бьефа, м; V – средняя скорость движения машины, м/мин.; R – радиус действия машины или аппарата, м; n – частота вращения машины или аппарата, мин.⁻¹.

Таким образом, правильный выбор элементов техники полива во многом определяет качество полива дождеванием, что можно сравнить с воздействием искусственного дождя на почву. На состояние почвы влияет крупность капель d_k , интенсивность дождя ρ , скорость падения капель V, время действия дождя t, норма полива m или слой дождя h. Поэтому при разработке новой дождевальной техники необходимо стремиться, чтобы дождь, создаваемый ее рабочими, имел бы минимальные скорость падения и размер капель, возможность регулирования выдачи поливной нормы.

2.8.2. Выбор основных параметров дождевальных машин

Многообразие природно-хозяйственных условий диктует создание различных конструкций дождевальной техники. Поэтому выбор схем конструкций и основных параметров машин обусловливается целым рядом условий и факторов их применения.

Основные параметры искусственного дождя и собственно машин: интенсивность или слой дождя, расход и напор воды, мощность, длина и ширина захвата дождем, тип и размещение дождевальных аппаратов или насадок и их число, расстояние между смежными позициями (для машин позиционного действия), клиренс водопроводящего пояса, выбор типа и параметров насосно-силовых агрегатов.

Выбор схемы машины определяется агротехническими требованиями на дождевальные машины и зависит в основном от нескольких параметров. В первую очередь это зависит от вида культур и высоты их надземной части. Если машина создается для орошения всех культур, в том числе и высокостебельных, то клиренс машины (расстояние от земли до несущих конструкций машины должен составлять более 2 м). В этом случае проектируются многоопорные машины с вантовыми или жесткими фермами. Если высота растений не достигает 1 м (луга, пастбища, овощные культуры) – создаются колесные трубопроводы. Во вторую очередь на выбор схемы влияет конфигурация полей. При орошении полей прямоугольной или квадратной формы проектируются многоопорные машины фронтального или кругового действия. Дальнеструйные машины и частично двухконсольные агрегаты могут поливать поля неправильной конфигурации.

Если заданы интенсивность дождя ρ и расход воды Q дождевальной машины, то можно определить площадь орошения на одной позиции:

$$F = 60Q/\rho. \quad (2.287)$$

Для машин фронтального действия площадь $F = b \cdot l$, а ширина b и длина захвата l дождем определяется схемой расстановки дождевальных аппаратов или насадок с учетом перекрытия дождем с соседней позиции. Типичные схемы расстановки рабочих органов приведены на рисунке 2.29.

При этом, как видно из рисунков, возможно размещение насадок кругового действия по квадратной или треугольной схеме, а расстояние между ними определяется соответственно:

$$l_1 = 1,42R; \quad (2.288)$$

$$l_2 = 1,73R. \quad (2.289)$$

Если применяют насадки секторного действия, то площадь орошения под каждой насадкой имеет форму эллипса с соотношением большой и малой осей $R/B = 1,22$, тогда расстояние между насадками

$$l_3 = 1,15R. \quad (2.290)$$

Если по вышеприведенным формулам установлена длина захвата дождем, то ширина захвата определяется из площади захвата.

Число насадок или аппаратов должно быть кратным площади захвата дождем. Расход воды каждого рабочего органа определяется как

$$q = Q/n,$$

где n – число насадок или аппаратов.

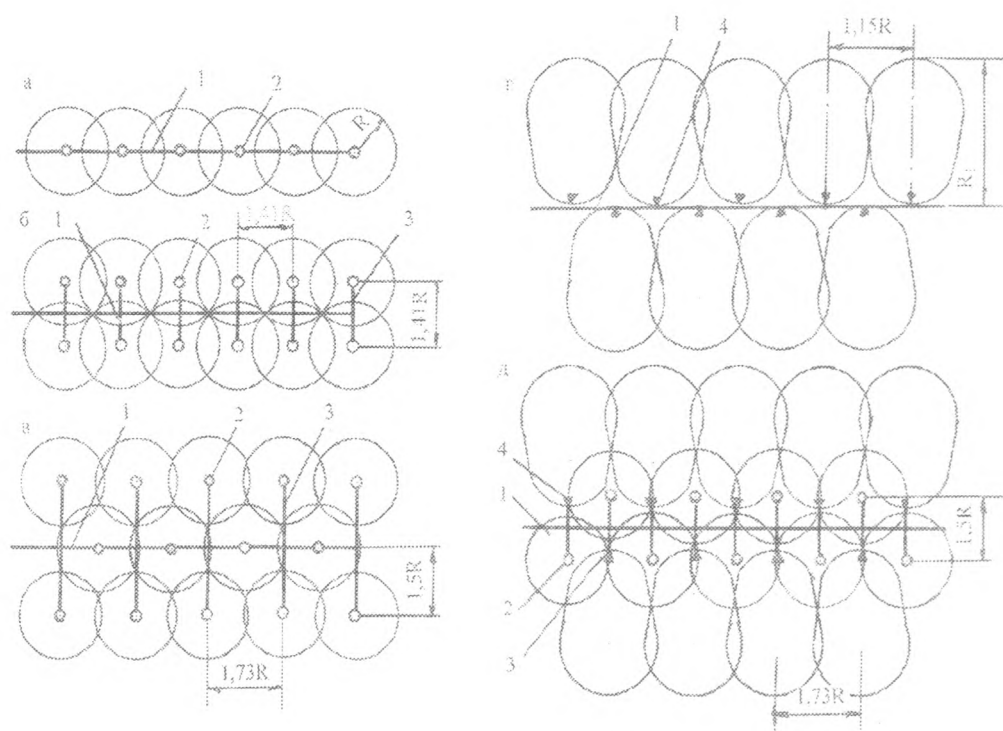


Рис. 2.29. Схемы расстановки рабочих органов дождевальных машин фронтального действия

Для многоопорных машин кругового действия расход воды отдельными оросительными секциями q_c должен постепенно увеличиться от центра к периферии (рис. 2.30).

Каждая оросительная секция поливает площадь радиусами r_1 и r_2 , т. е. $r_2 - r_1 = l$, где l – длина полосы захвата дождем одной секции. Следовательно,

$$q_c = Q (r_2^2 - r_1^2) / R^2, \quad (2.292)$$

где R – радиус орошения.

Если на рассматриваемой секции находится n насадок, то расход воды каждой из них

$$q_n = Q (r_2^2 - r_1^2) / n R^2. \quad (2.293)$$

Если на конце последней секции установлен дальнеструйный дождевальный аппарат, увеличивающий радиус орошения, то расход воды в нем

$$q_d = Q [R^2 - (\Sigma l)^2] / R^2. \quad (2.294)$$

По закону, выраженному формулой (2.293), расход воды должен изменяться по длине каждой оросительной секции. Расход воды, л/с, каждой насадкой или аппаратом

$$q_n = Q [(R_n + r_n)^2 - (R_n - r_n)^2] / R^2 = 4 Q R_n r_n R^2, \quad (2.295)$$

где R_n – расстояние насадки до центра вращения агрегата; r_n – радиус орошения насадки с учетом перекрытия с соседними насадками или половина ширины полосы, орошаемой этой насадкой.

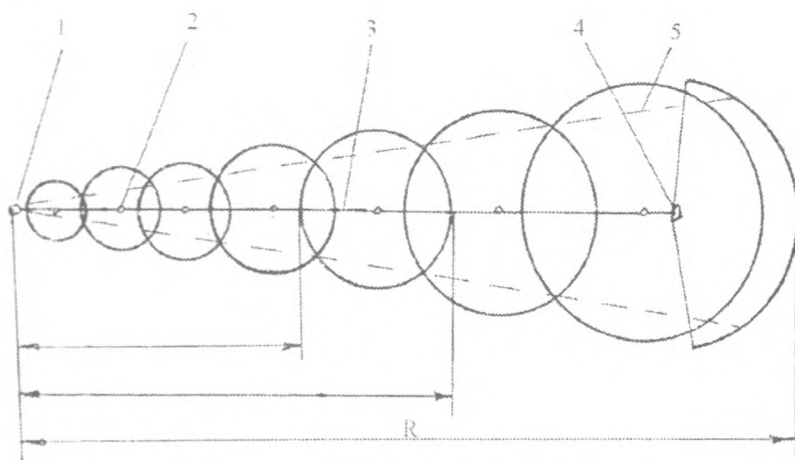


Рис. 2.30. Расстановка дождевальных аппаратов на машинах кругового действия:

- 1 – гидрант; 2 – дождевальный аппарат; 3 – водопроводящий пояс машины; 4 – концевой дождевальный аппарат; 5 – граница сектора одновременного полива

Когда выбраны параметры по расходу и напору воды, для машин, имеющих собственный двигатель (ДДА-100 МА, «Кубань-Л», ДДН-70, ДДН-100), подбирают центробежный водяной насос. При этом серийные насосы, агрегатируемые с электродвигателями, имеют частоту вращения вала, не совпадающую с частотой вращения двигателя внутреннего сгорания. Поэтому на дождевальных машинах применяют модельные насосы, проектируют которые по формулам подобия центробежных насосов путем изменения частоты вращения, диаметра рабочего колеса или их общей комбинации.

2.8.3. Расчет рабочих органов дождевальных машин

При расчете дождевальных машин и насадок необходимо рассчитать их расходно-напорные характеристики: коэффициент расхода, радиус действия или дальность полета струи, соотношения между напором и радиусом действия и между напором и диаметром сопла, которые определяют распад струи на капли.

Для создания искусственного дождя применяют дефлекторные (отражательные) и струйные насадки и аппараты.

В дефлекторных насадках компактная струя воды вытекает из сопла с определенной скоростью, ударяется о дефлектор, обтекает его и образует тонкую водяную пленку, которая в воздухе распадается на отдельные капли. В струйных аппаратах струя, вытекая из сопла с большой скоростью в атмосферу и встречая сопротивление воздуха, постепенно распадается на капли.

К короткоструйным насадкам относятся: дефлекторные: круговая, секторная с ложкообразным отражателем, щелевая, центробежная (рис. 2.31). В таблице 2.13 приведены расчетные формулы и область их применения.

Таблица 2.13

Расчётные формулы и область применения дождевальных насадок

Тип насадки	Расчётные формулы		Область применения
	расход q , м ³ /с	радиус орошаемого круга (сектора) R , м	
Дефлекторная круговая	$q = \mu \omega \sqrt{2gH}$ где $\mu=0,8 \dots 0,94$ коэффициент расхода; ω – площадь поперечного сечения сопла насадки, м ² ; q – ускорение свободного падения, м/с ² ; H – напор перед выходным сечением, м	$R = \frac{H}{0,43 + 0,0014 \frac{H}{d}}$ где d – диаметр выходного отверстия насадки, м, при $200 < \frac{H}{d} < 2000$	Двухконсольный дождевальный агрегат ДДА-100 МА, орошение приусадебных участков, декоративное садоводство
Дефлекторная секторная с ложкообразным отражателем	$q = \mu \omega \sqrt{2gH}$, при $\mu = 0,75 \dots 0,8$	$R = \frac{H}{0,30 + 0,0008 \frac{H}{d}}$ при $600 < \frac{H}{d} < 2600$	Широкозахватные дождевальные машины, орошение приусадебных участков, декоративное садоводство
Щелевая	$q = 0,7 \frac{\pi d \phi h}{360} \sqrt{2gH}$ где d – диаметр трубопровода, м; h – ширина щели, м; ϕ – угол разбрызгивания, град.	$R = \frac{H}{1,15 + 0,00003 \frac{H}{h}}$ при $2000 < \frac{H}{h} < 5000$	Орошение приусадебных участков, декоративное садоводство
Центробежная	$q = \frac{\alpha}{\sqrt{1 + A^2 \frac{\alpha^2}{1 - \alpha}}} \omega \sqrt{2gH}$ где $\alpha = 0,25 \dots 1,0$; A – конструктивная характеристика $A = \frac{R \cdot r_c}{r_0^2} = 3 \div 4$		Для распределения с поливной водой животноводческих стоков, орошение приусадебных участков, питомников, декоративное садоводство

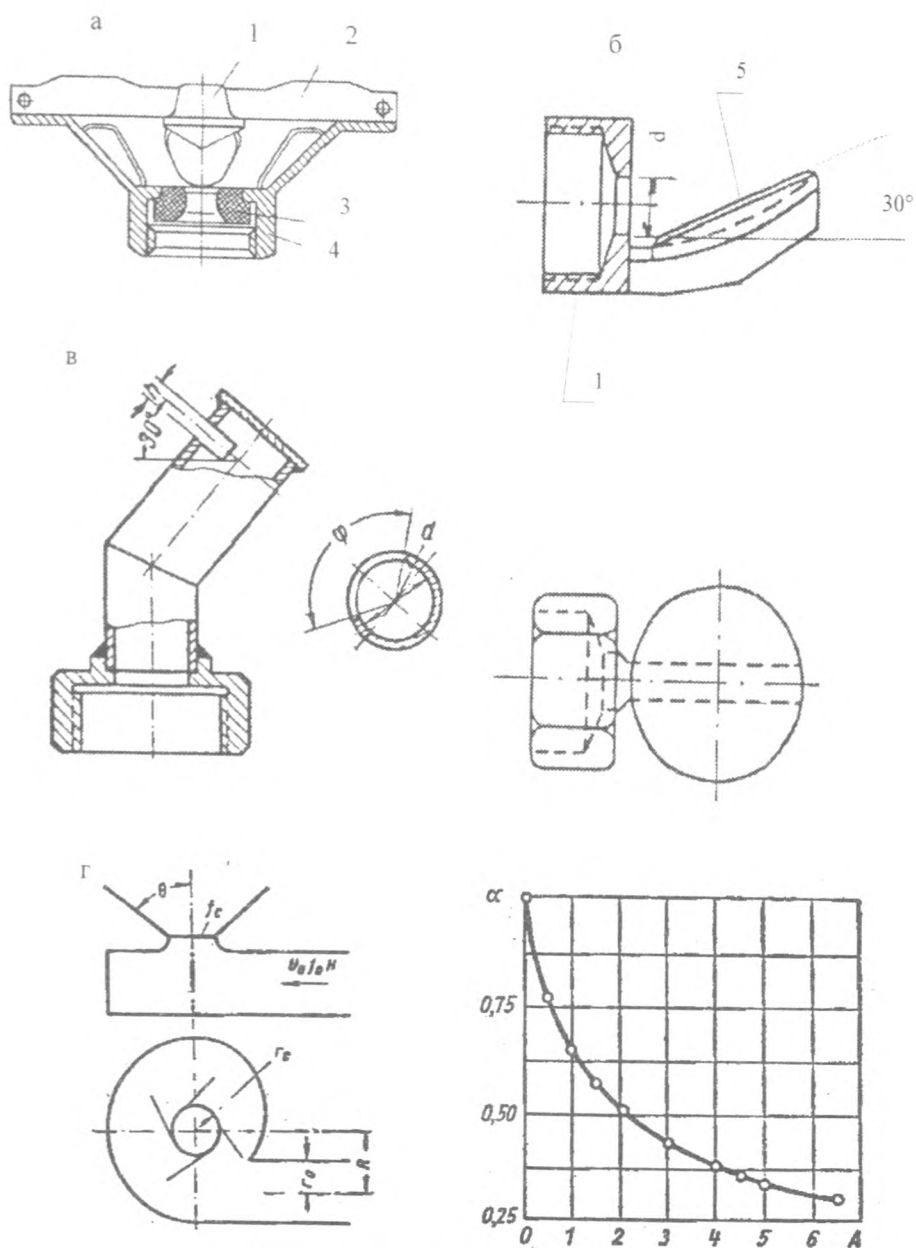


Рис. 2.31. Конструкции дождевальных насадок:

а — дефлекторная насадка кругового действия; б — дефлекторная насадка секторного действия; в — щелевая насадка; г — центробежная насадка;
1 — дефлектор; 2 — планка; 3 — сопло; 4 — корпус; 5 — дефлектор секторный

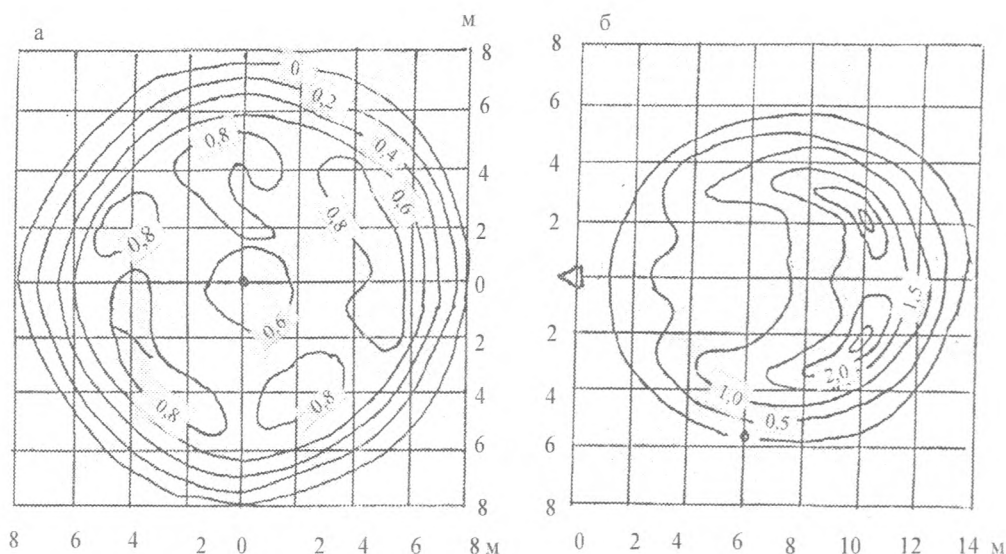


Рис. 2.32. Распределение дождя дефлекторными насадками:

а – кругового действия; б – секторного действия

Распределение дождя данными типами насадок приведено на рис. 2.32.

В струйных аппаратах угол между осью струи и горизонтальной плоскостью, соответствующей наибольшей дальности полета струи в атмосфере, колеблется в пределах от 28° до 32° .

Дальность полета струи вычисляют по эмпирическим формулам:

Ф. И. Пикалова
$$R = 0,42 H + 1000d, \quad (2.296)$$

где H – напор перед соплом, м; d – диаметр струи при выходе из сопла, м. Формула действительна при угле наклона струи к горизонту $\alpha = 32^\circ$ и отношении $H/d = 1000$.

В. М. Марквардте
$$R = \frac{2H \sin 2\alpha}{1 + 4\lambda \frac{H}{d} \sin \alpha}, \quad (2.297)$$

где $\lambda = 1 - e^{-\frac{H}{1.6d}}$ – коэффициент, учитывающий сопротивление движению струи в воздухе; e – основание натуральных логарифмов.

Б. М. Лебедева
$$R = \frac{H}{0.4 + 0.00025 \frac{H}{d}} \quad (2.298)$$

где H – напор перед соплом, м; d – диаметр струи при выходе из сопла, м. Формула действительна при угле наклона струи к горизонту $\alpha = 32^\circ$ и отношении $H/d = 1000$.

Последняя действительна при $800 < H/d < 4000$. При наличии в стволе выпрямителя струи вместо коэффициента 0,4 принимают 0,5.

В струйных аппаратах распадение струи дождя по ее дальности неравномерно. Типичный график распределения интенсивности дождя при работе струйного аппарата показан на рисунке 2.33.

Характер распределения струи на капли зависит от отношения H/R или H/d . При постоянном отношении H/R , которому соответствует примерно постоянное отношение H/d , получается однотипный распад на капли. Чем больше эти отношения, тем мельче капли. Характер распада струи на капли приведен в табл. 2.14.

Для ориентировочных расчетов можно принять $H/R = 1,0$, т.е. $H = R$, при этом $H/d = 2400$, что соответствует распаду струи на очень мелкие капли.

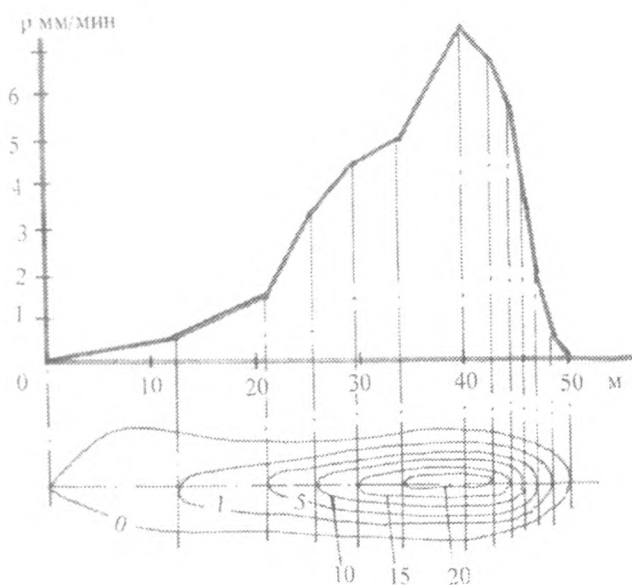


Рис. 2.33. Типовой график распределения интенсивности дождя струйными аппаратами

Для предварительного определения размеров капель в факеле струи можно рекомендовать формулу Б. М. Лебедева:

$$d_k = \left(\frac{r_c^{\lg H}}{3} + 0,0016 \cdot R_l^2 \right)^{\frac{\lg H + 0,4}{r_c} - 1}, \quad (2.299)$$

где H – напор воды на выходе из сопла дождевального аппарата, м; r_c – радиус отверстия сопла, см; R_l – расстояние от оси вращения ствола аппарата до искомого удаления, м.

При установке дождевальных насадок или аппаратов на машины необходимо сохранить равенство расходов воды при переменном напоре по длине. Выравнивание расходов осуществляется путем применения сменных сопел разного диаметра. Обычно применяют 2...3 сопла в односопловых аппаратах и до 9 – в многосопловых. Для определения параметров аппаратов и насадок строят их расходно-напорные характеристики.

Характер распада струи на капли

Значение H/R	Значение H/d	Характеристика струи
0,59	До 900	Сплошная струя, не распадающаяся на капли
0,62...0,72	900...1500	Слабое распадение струи на капли, не пригодные для орошения
0,73...0,77	1500...1600	Распадение струи на капли средней крупности, пригодные для орошения трав на лугах и пастбищах
0,78...0,83	1700...1800	Распадение струи на более мелкие капли, пригодные для орошения взрослых сельскохозяйственных культур
0,84...0,91	2000...2200	Распадение струи на мелкие капли, пригодные для орошения всех культур
0,92...1,00	2400...2600	Распадение струи на очень мелкие капли, пригодные для орошения рассады самых нежных растений и культур
1,11 и выше	3000 и выше	Мелкодисперсное распыление струи (туман)

2.8.4. Основы гидравлического расчета дождевальных машин

При гидравлическом расчете дождевальных машин и установок необходимо определить расчетный расход и напор воды, диаметры водопроводящих элементов. От выбора диаметра зависят такие параметры машин, как металлоемкость и энергоемкость.

По характеру подвода воды к машине их можно разделить на две группы: с торцевым подводом всего расхода воды в одной точке («Фрегат», «Кубань-ЛК», «Днепр», полосовые дождеватели, ШД-25/300) и с центральным подводом, когда расход распределяется в два крыла машины (ДДА-100 МА, «Волжанка», «Кубань-Л»).

По характеру распределения воды вдоль машины выделяют следующие группы: равномерно-распределенный расход, распределенный по треугольной эпюре от центра машины, транзитный. Кроме того, если на конце машины имеется концевой аппарат, то в этом случае имеет место смешанный случай: распределенный и транзитный расход.

Водопроводящий пояс может выполняться как постоянного, так и переменного сечения. Выбор типа сечения зависит от технологии работы машины. Если при одной и той же технологии может быть принят как постоянный, так и переменный диаметр, то последний предпочтительнее, так как металлоемкость машины при этом значительно снижается.

Таким образом, исходя из вышеизложенного, гидравлический расчет сводится к следующему.

Сначала определяется расчетный расход воды q_p : при транзитной подаче (в транспортирующих трубопроводах или полосовых дождевателях):

$$q_t = Q;$$

при равномерно распределенном расходе по длине

$$q_p = 0,55Q; \quad (2.300)$$

при равномерно распределенном расходе и транзитном на конце трубопровода

$$q_p = q_t + 0,55 Q, \quad (2.301)$$

где Q – расход воды машины; q_t – транзитный расход; q_{pp} – равномерно распределенный расход.

Диаметр трубопровода определяется из следующего условия:

$$q_p = \omega V, \quad (2.302)$$

где $\omega = \pi d^2/4$ – площадь поперечного сечения; V – скорость воды в трубопроводе.

Отсюда

$$d = \sqrt{\frac{4q_p}{3,14V}} = 1,13 \sqrt{\frac{q_p}{V}} \quad (2.303)$$

Если диаметр водопроводящего пояса принимается переменным, то изменение его определяется, исходя из постоянства скорости движения жидкости по трубам $V = \text{const}$ или из постоянства гидравлического уклона $i = \text{const}$ (табл. 2.14).

Как видно из приведенных формул, трубопровод имеет в первом случае вид простого или усеченного конуса, во втором – простого и усеченного параболоида вращения. На самом деле при проектировании машин принимается трубопровод переменного сечения по длине. Диаметры трубопровода подбирают по сортаменту ГОСТ, которые достаточно (до $\pm 5\%$) близки к расчетным.

Одной из основных характеристик расчета является определение необходимого напора воды. Основная составляющая расчета – потери напора по длине из-за гидравлического трения.

Потери воды по длине определяют по формуле

$$h = \lambda l V^2 / 2 d g \quad (2.304)$$

с учетом того, что

$$V = 4Q / \pi d^2; \quad (2.305)$$

$$h = 8 \lambda Q^2 l / \pi^2 g d^5, \quad (2.306)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления. Для труб из различных материалов рассчитывается по специальным формулам.

$$\text{Гидравлический уклон по длине} \quad i = h/l \quad (2.307)$$

Расчетные формулы для определения диаметра трубопровода

Машина	Распределение расхода	$V = \text{const}$	$i = \text{const}$
ДДА-100 МА, «Кубань-Л»	Равномерно распределенный	$d_0 = d \sqrt{\frac{L-l}{l}}$	$d_0 = d \sqrt[5]{\frac{(L-l)^2}{L^2}}$
	То же при транзитном	$d_0 = d \sqrt{\frac{q + Q \frac{L-l}{l}}{Q + q}}$	$d_0 = \sqrt[5]{\frac{\left(q + Q \frac{L-l}{l}\right)^2}{(q + Q)^2}}$
«Фрегат» «Кубань-ЛК»	Распределенный расход	$d_0 = \frac{d}{R} \sqrt{R^2 - r^2}$	$d_0 = d \sqrt[5]{\frac{(R^2 - r^2)^2}{R^4}}$
	То же при транзитном	$d_0 = d \sqrt{\frac{q + Q \frac{R^2 - r^2}{R^2}}{q + Q}}$	$d_0 = d \sqrt[5]{\frac{q + Q \frac{R^2 - r^2}{R^2}}{(Q + q)^2}}$

При расчете потерь по длине пользуются специальными таблицами.

Потери напора по длине определяют как сумму потерь по участкам трубопровода между отводами в открьлки дождевальных аппаратов.

Кроме потерь напора по длине, необходимо учитывать местные потери напора. Они возникают в местах отводов открьлков, перехода с одного диаметра на другой, диафрагмах для выравнивания напоров в отводах, задвижках насосов и в других случаях.

Потери напора в этом случае определяются по формуле

$$h = \zeta V^2 / 2g, \quad (2.308)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления.

Полный напор воды на гидранте или насосно-силовом агрегате определяется по формуле

$$H = h_r + \Sigma h_l + \Sigma h_m + h_{св}, \quad (2.309)$$

где h_r — геодезическая высота подъема, в основном расстояние от поверхности воды в канале до самой высокой точки водопроводящего пояса машины или от поверхности земли до той же точки, колеблется в пределах 0,9...4,0 м; Σh_l — сумма потерь напора по длине трубопроводов машины; Σh_m — сумма местных потерь напора; $h_{св}$ — свободный напор на дождевальном аппарате или насадке, определяемый в соответствии с разделом 2.8.3.

2.8.5. Нагрузки, действующие на дождевальные машины

На дождевательные машины (кроме дальнеструйных) в общем случае действуют различные виды нагрузок, к которым относятся:

1. Постоянные нагрузки – собственная масса конструкции, предварительное напряжение элементов.

2. Полезные временные нагрузки – масса и давление воды в водопроводящих элементах ферм.

3. Ветровые нагрузки, учитывающие давление ветра на конструкцию.

4. Динамические нагрузки, возникающие при перемещениях машин в рабочем и транспортном режимах.

Для дождевательных машин, имеющих пространственные конструкции («Фрегат», «Днепр», «Кубань», «Волжанка», ДДА-100 МА), нагрузки действуют в сочетании друг с другом. При этом рекомендуется применять при расчете следующие три сочетания нагрузок:

1. Основные сочетания составляют нагрузки, сопротивление которым является целевым назначением конструкции: постоянные, полезные временные, ветровые при скорости ветра $V = 10$ м/с и динамические при движении агрегата на рабочих скоростях для машин «Фрегат», «Кубань», ДДА-100 МА).

2. Дополнительные сочетания нагрузок при передвижении: постоянные, ветровые при $V = 15$ м/с и коэффициенте сочетания нагрузок, равном 0,9, и динамические нагрузки при транспортных скоростях (для машин «Днепр», «Кубань», «Волжанка», ДДА-100 МА).

3. Особые сочетания нагрузок при зимнем хранении: постоянные и ветровые нагрузки при $V = 25$ м/с и коэффициенте сочетания нагрузок, равном 0,8 (все вышеуказанные машины).

Расчету на прочность в первую очередь подлежат те конструктивные элементы машин, которые имеют водопроводящий трубопровод.

В качестве несущих конструкций в дождевательных машинах применяют: многоопорные неразрезные балки (трубопроводы) – машины типа «Волжанка», балки на упругом основании (трубопроводы) – дождевательные шлейфы, двухконсольные жесткие пространственные фермы – агрегат ДДА-100 МА, жесткие пространственные многоопорные фермы – машины «Кубань-ЛК» и «Кубань-Л», вантовые многоопорные пространственные фермы – машины «Фрегат» и «Днепр».

Большая часть несущих конструкций дождевательных машин выполнена из труб, прутков, тросов. Их масса определяется по соответствующим ГО-СТам. Кроме того, необходимо учитывать конструктивный коэффициент масс K_m , который представляет собой отношение массы элемента конструкции в сборе (фасонки, фланцы, крепежные детали) к чистой массе элемента. Для машин, имеющих постоянный по длине диаметр водопроводящего трубопровода, K_m – постоянная величина («Волжанка», «Днепр»). Для машин, имеющих переменный по длине диаметр водопроводящего пояса

(«Фрегат», «Кубань-Л», «Кубань-ЛК», ДДА-100 МА), K_m – величина переменная, зависит от массы элементов, примыкающих к узлу конструкции, и определяется по специальным графикам. Обычно величина конструктивного коэффициента находится в пределах $K_m = 1,1 \dots 1,4$.

Масса воды в водопроводящих трубопроводах определяется по формуле

$$q = \gamma_v l \pi d_{вн}^2 / 4, \quad (2.310)$$

где $\gamma_v = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды; l – длина трубопровода, м; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубопровода, м.

Ветровое давление на элементы конструкции определяется как

$$W = C_x l d V^2 \gamma k_b / 2g, \quad (2.311)$$

где l и d – длина и диаметр стержня, м; V – скорость ветра, м/с; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $\gamma = 1.15 \dots 1,25 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха; $k_b = 2$ – аэродинамический коэффициент; C_x – коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса Re потока, обтекающего стержень, и определяемый по данным таблицы 2.16.

Динамические нагрузки возникают от работы двигателей машин, центробежного водяного насоса, движения машины по грунтовой дороге или полю, имеющим неровности, разворотов машин при изменении направления дороги. Динамические нагрузки в расчетах учитываются введением коэффициентов $k_{дин} = 1,1 \dots 1,4$ к статическим вертикальным нагрузкам.

Ввиду разнообразия конструкций дождевальных машин различны и методы их расчета на прочность.

Наиболее простым является расчет дождевальных шлейфов, на которые в рабочем состоянии действуют собственная масса трубопровода и масса и давление воды в них. Массы трубопровода и воды действуют как равномерно распределенная нагрузка. Кроме того, следует учитывать массу карусельных аппаратов и воды в них в местах установки как сосредоточенную силу. Расчет шлейфа в этом случае производится как бесконечной балки на упругом основании. При транспортном положении следует учитывать собственную массу трубопровода и аппаратов и продольное усилие в трубопроводе, возникающее при перемещении и учитывающее сопротивление трению между почвой и трубопроводом (рис. 2.34 а).

При расчете колесных трубопроводов (машины типа «Волжанка») в качестве расчетной схемы принимается многоопорная неразрезная балка. В рабочем положении на водопроводящий трубопровод действует в вертикальной плоскости масса трубопровода q_r и масса воды q_v как равномерно распределенная нагрузка. В горизонтальной плоскости на трубопровод действует ветровая нагрузка $q_{вет}$. В транспортном положении на трубопровод действует масса трубопровода и ветровая нагрузка; крутящий момент $M_{кр}$, возникающий от кручения трубопровода при перемещении; динамические нагрузки. При зимнем хранении на трубопровод действуют масса трубопровода и ветровая нагрузка (рис. 2.34 б).

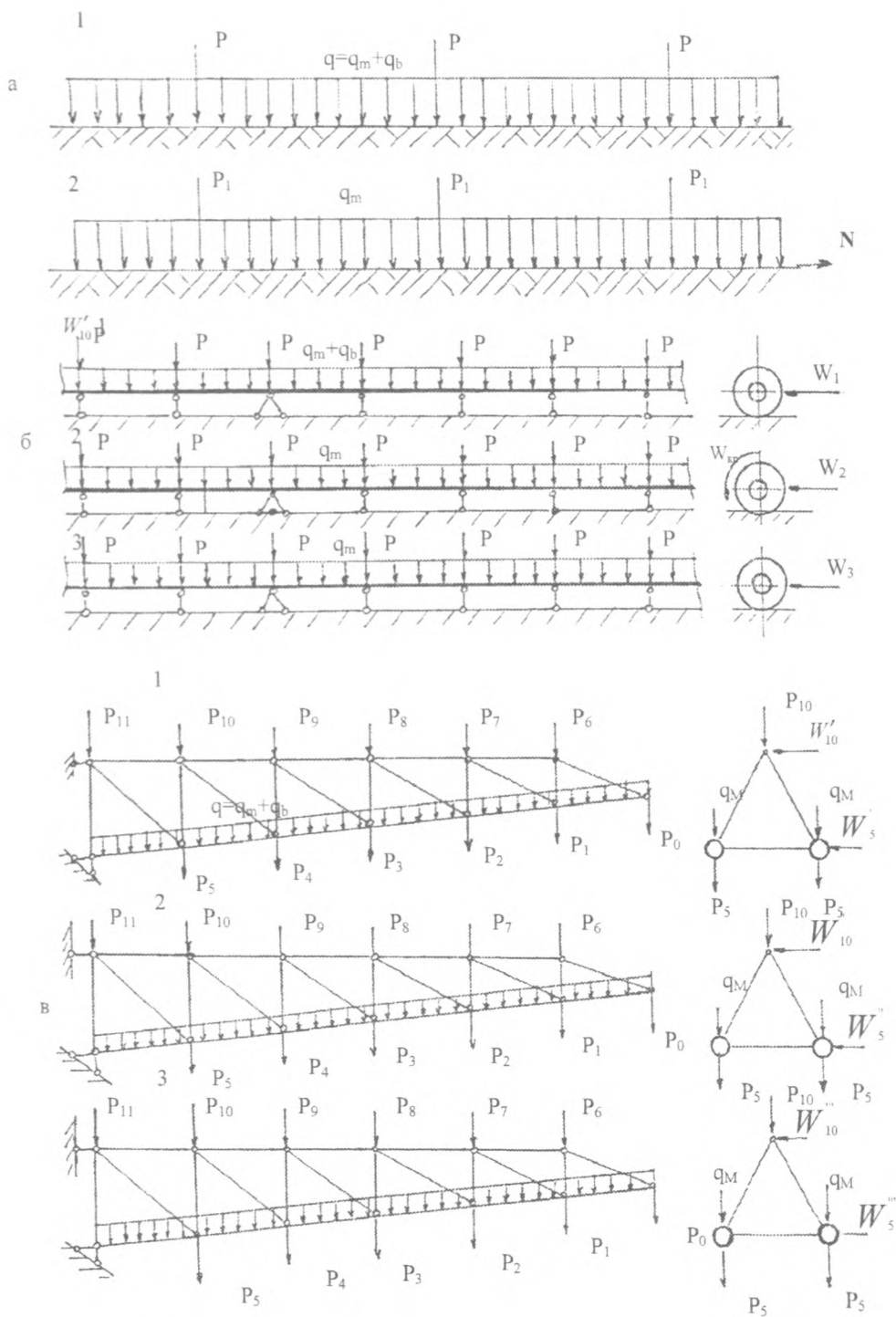


Рис. 2.34. Нагрузки, действующие на дождевальные машины
(окончание на с. 214)

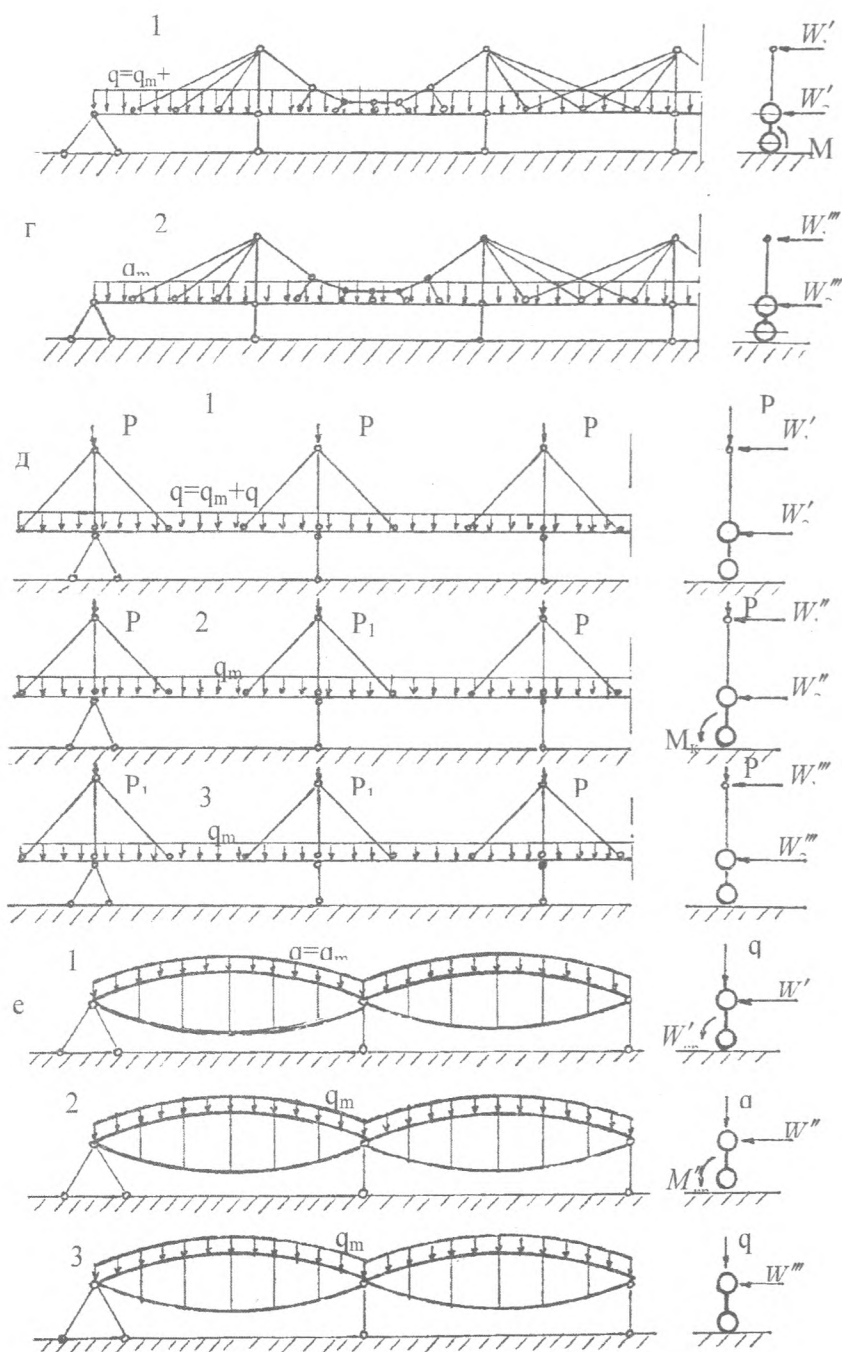


Рис. 2.34. Нагрузки, действующие на дождевые машины.
Окончание (начало на с. 213)

Таблица 2.16

Значения C_x для круглых стержней

Величина	Скорость ветра, м/с					
	10		15		25	
$Re/10$	1,5	1,5...1,7	1,5	1,5...2,6	1,5	1,5...4,0
$d, м$	6...217	217...250	6...145	145...200	6...8,5	8,5...250
C_x	1,2	1,2...1,1	1,2	1,2...0,9	1,2	1,2...0,45

Расчет ферм двухконсольных дождевальных машин производится как пространственных статически неопределимых конструкций. При этом в рабочем состоянии на ферму действует масса металла и воды, ветровая нагрузка и динамические нагрузки. При перемещении в транспортном положении на ферму действуют те же нагрузки, кроме массы воды. При зимнем хранении на ферму действуют масса металла и ветровая нагрузка (рис. 2.34 в).

Расчет несущих конструкций машин типа «Фрегат» выполняется как вантовых конструкций с учетом пространственной решетки для двух случаев работы. В рабочем состоянии на ферму действуют масса металла и воды, ветровая и динамическая нагрузки. При зимнем хранении на ферму действует масса металла и ветровая нагрузка (рис. 2.34 г).

Вантовые конструкции ферм машин типа «Днепр» рассчитывают для трех случаев. В рабочем положении на ферму действуют масса металла и воды и ветровая нагрузка. При перемещении с позиции на позицию на ферму действуют масса металла, ветровая и динамическая нагрузка. При зимнем хранении действуют масса металла и ветровая нагрузка (рис. 2.34 д).

Расчет ферм машин типа «Кубань» производят как пространственных статически неопределимых конструкций на разрезных опорах. Сочетания нагрузок аналогичны фермам ДДА–100 МА (рис. 2.34 е).

2.8.6. Баланс мощности дождевальных машин

Мощность машин зависит от их конструктивных особенностей и технологии работы. Для дальнеструйных тракторных машин позиционного действия мощность определяется насосным агрегатом P_n .

$$P = P_n \quad (2.312)$$

Для двухконсольных дождевальных агрегатов типа ДДА–100 МА и машин типа «Кубань» мощность

$$P = P_n + P_{\text{пер}}, \quad (2.313)$$

где $P_{\text{пер}}$ – мощность на передвижение машины.

Для машин, работающих позиционно или в движении и не имеющих собственного насосно-силового оборудования,

$$P = P_{\text{пер}} \quad (2.314)$$

Мощность насосно-силового оборудования N определяется как

$$P_n = 1000QH/102\eta, \quad (2.315)$$

где Q и H – расход (л/с) и напор воды (м) насоса; η – КПД насосно-силового оборудования; $\eta = \eta_n \eta_d \eta_{\text{пер}}$, где η_n , η_d и $\eta_{\text{пер}}$ – КПД соответственно насоса, двигателя, передачи; обычно принимают $\eta = 0,7$.

Мощность на передвижение машин, имеющих колесные опоры («Волжанка», «Днепр», «Фрегат», «Кубань-ЛК», «Кубань-Л»), определяется, исходя из числа одновременно работающих тележек:

$$P_{\text{пер}} = n \cdot P_{\text{т}}, \quad (2.316)$$

где n – число ходовых тележек в машине; $P_{\text{т}}$ – мощность, потребная для передвижения одной тележки, которую определяют по формуле:

$$P_{\text{т}} = P_f + P_6 + P_k + \Delta P_f + P_v + P_i + P_j, \quad (2.317)$$

где P_f – мощность двигателя, затрачиваемая на качение колес трубопровода; P_6 – потери мощности на буксование колес; P_k – мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление трудноучитываемых сопротивлений; ΔP_f – приращение мощности на преодоление неровностей рельефа; P_v – мощность, расходуемая на преодоление ветровых нагрузок; P_i – мощность, расходуемая на преодоление подъемов; P_j – мощность, расходуемая на преодоление сил инерции.

Мощность на перекачивание, кВт, с учетом буксования определяется из следующего выражения:

$$P_f + P_6 = G_m f V_m (\delta + 1)/\eta_{\text{пер}}, \quad (2.318)$$

где V_m – скорость движения машины, м/с; G_m – вес машины, приходящийся на одну опору, кН, (без воды – для позиционно работающих машин, с водой – для машин, работающих в движении); f – коэффициент сопротивления перекачиванию; δ – коэффициент буксования; $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи.

Вес, приходящийся на опору машины, определяют по формуле:

$$G_m = G_{\text{т}} + G_{\text{тр}} + G_v + G_{\text{пер}} + G_{\text{под}}, \quad (2.319)$$

где $G_{\text{т}}$ – вес металлоконструкций тележки; $G_{\text{тр}}$ – вес трубопровода длиной, равной расстоянию между опорами; G_v – вес воды в трубопроводе (принимается равной 25% общей массы воды в трубопроводе для позиционно работающих машин на момент начала их движения и 100% – для машин, работающих в движении); $G_{\text{пер}}$ и $G_{\text{под}}$ – соответственно вес трансмиссии и подвески, приходящийся на одну тележку. Эти значения можно установить в процессе рабочего проектирования дождевальной машины.

Коэффициент сопротивления перекачиванию можно определить по формуле А. К. Бируля. Коэффициент буксования зависит от конструкции колесного движителя, т. е. от его сцепных качеств, и определяется для жестких колес по формуле

$$\delta = (V_{\tau} - V_{\text{д}})/V_{\text{д}} = (n_{\text{к}} - n_{\text{х}})/n_{\text{р}}, \quad (2.320)$$

где V_{τ} и $V_{\text{д}}$ – соответственно теоретическая и действительная скорость движения колесного движителя; $n_{\text{р}}$ и $n_{\text{х}}$ – соответственно частота вращения ведущих ходовых колес при рабочем и холостом ходе машины на горизонтальном пути.

Для пневматических колес коэффициент буксования можно определить по эмпирической формуле:

$$\delta = A P_{\tau} R + B (F_{\text{к}} R)^n, \quad (2.321)$$

где $F_{\text{к}}$ – окружная сила; R – нормальная реакция грунта на колесный движитель; A , B и n – коэффициенты, зависящие от типа шин, давления воздуха в шине и грунтовых условий (табл. 2.16). Для рыхлых почв $n = 6$, для плотных – $n = 8$.

Допустимый коэффициент буксования для транспортных машин составляет 15...20%. Для многоопорных дождевальных машин в целях недопущения переполива участка, а также обеспечения устойчивой работы систем синхронизации движения допустимое значение буксования равно 2...5%.

Мощность, затрачиваемая на преодоление неровностей микрорельефа при движении многоопорных машин, может быть подсчитана по формуле

$$\Delta P_{\text{г}} = 0,5 f G_{\text{М}} V_{\text{М}}/\eta_{\text{пер}}, \quad (2.322)$$

Мощность, затрачиваемую на преодоление уклонов местности, определяют по формуле

$$P_{\text{г}} = G_{\text{М}} i V_{\text{М}}/\eta_{\text{пер}}, \quad (2.323)$$

где i – уклон поверхности движения.

Мощность двигателя, затрачиваемую на преодоление ветровых нагрузок, находят по формуле

$$P_{\text{в}} = V_{\text{н}} V_{\text{в}}^2 \sum_{i=1}^n C_{\text{х}} l d/2750 \eta_{\text{пер}}, \quad (2.324)$$

где $V_{\text{в}}$ – скорость ветра, $C_{\text{х}}$ – определяется по данным таблице 2.16.

Дополнительную мощность $P_{\text{к}}$, зависящую от способа передвижения машины, нельзя рассчитывать по имеющимся теоретическим формулам. Эта мощность расходуется в основном на преодоление сопротивлений, вызванных перекосом колес из-за нарушения прямолинейности трубопровода, и достигает 20% и более общей мощности, затрачиваемой двигателем на передвижение машины.

Таблица 2.16

Коэффициенты А и В

Коэффициент	Давление воздуха в шине, МПа	Шины					
		с регулируемым давлением		низкого давления		арочные	
		Физическое состояние грунта					
		рыхлого	плотного	рыхлого	плотного	Рыхлого	Плотного
A	0,07	0,12	0,1	-	-	-	-
B		0,88	0,9	-	-	-	-
A	0,1	0,12	0,1	-	-	-	-
B		1,37	1,25	-	-	-	-
A	0,2	0,12	0,1	-	-	0,20	1,18
B		1,92	1,61	-	-	1,90	1,95
A	0,5	0,12	0,1	0,20	0,18	-	-
B		2,38	1,98	4,77	5,10	-	-

Число ходовых тележек при балансе мощности определяется как сумма одновременно участвующих опор в движении. Для машин «Днепр» и «Волжанка» – число опор для данной модификации машины $n = 0$, для машин «Фрегат» и «Кубань-ЛК» – $n = 1$; для машин «Кубань-Л» – $n = 2$.

Для агрегатов ДДА-100 МА и дальнеструйных машин типа ДДН мощность на передвижение определяется как

$$P = f G V_m \mu, \quad (2.325)$$

где f – коэффициент сопротивления передвижению, определяемый для гусеничных движителей, G – вес агрегата в рабочем состоянии; V_m – скорость движения агрегата; μ – КПД трансмиссии, $\mu = 0,7$.

2.8.7. Расчет производительности дождевальных машин

Производительность дождевальной техники зависит главным образом от размера выдаваемой поливной нормы.

Сезонное использование дождевальной техники оценивают следующими параметрами:

сезонной нагрузкой – площадью в гектарах, на которой машина может обеспечить заданный режим орошения, в том числе и в критический (пиковый) период водопотребления растений;

сезонной выработкой – площадью в гектарах-поливах, которую машина может обслужить за сезон с соблюдением необходимого режима орошения сельскохозяйственных культур;

сезонной загрузкой – числом часов сменного времени, отработанных машиной за вегетационный период на поливе закрепленной площади.

Расчетную сезонную нагрузку (га) на дождевальную машину или сезонную площадь обслуживания определяют по зависимости

$$S = Q k_{\text{сут}} \beta_E \tau / q = 86,4 Q K_{\text{сут}} \beta_E e, \quad (2.326)$$

где S – расчетная сезонная нагрузка, га; $k_{\text{сут}}$ – коэффициент использования времени суток; β_E – коэффициент, учитывающий средние затраты оросительной воды на испарение в момент полива. Изменяется по природным зонам от 1,05 до 1,3 и определяется по зависимости

$$\beta_E = 1 + 0,01 E, \quad (2.327)$$

где E – испарение, %.

Затраты воды на испарение, %, при поливе дождеванием

$$E = 0,71 t d (1 + 0,21 V_2) / l_a, \quad (2.328)$$

где t – средняя температура воздуха в поливной период, град, С; d – средний дефицит упругости насыщения воздуха, Мбар; V_2 – скорость ветра на высоте 2 м от поверхности земли, м/с; l_a – упругость насыщенного пара, соответствующая этой температуре, Мбар; τ – коэффициент, характеризующий возможные потери рабочего времени по организационным и метеорологическим причинам, а также из-за отказов работы на насосных станциях, оросительной сети, арматуре, сооружениях, т.е. от надежности системы, $\tau = 0,85 \dots 0,95$; e – суточная потребность в оросительной воде (дефицит водопотребления) в пиковый период, м³/га.

$$\text{Гидромодуль} \quad q = e / 86,4, \quad (2.329)$$

где q – удельная потребность в оросительной воде (гидромодуль) в критический (пиковый) период водопотребления, л/(с-га), изменяется по природным зонам, культурам и годам от 0,3 до 1 л/(с-га); e – средний суточный дефицит водопотребления ведущей культуры севооборота за две смежные декады с максимальным дефицитом водного баланса в вегетационный период расчетного года обеспеченности, м³/га.

Коэффициент использования времени суток

$$k_{\text{сут}} = n t_{\text{см}} k_{\text{см}} / 24, \quad (2.330)$$

где n – число рабочих смен в сутки; $t_{\text{см}}$ – продолжительность смены, ч; $k_{\text{см}}$ – коэффициент использования времени смены.

При круглосуточном использовании машины на поливе принимают $k_{\text{сут}} = k_{\text{см}}$.

Коэффициент, характеризующий возможные потери рабочего времени по независящим от машины причинам и не вошедшие в баланс времени смены,

$$\tau = \frac{1}{1 + \sum t} = \frac{1}{1 + t_{ec} + t_{oc} + t_m + t_{opz}}, \quad (2.331)$$

где $\sum t$ – сумма возможных потерь рабочего времени из-за отказов в работе на насосной станции, t_{nc} , оросительной сети, арматуре, сооружениях, t_{oc} , по метеорологическим условиям (когда фактическая скорость ветра превышает допустимую и качество полива становится агротехнически недопустимым), t_m и организационно-хозяйственным причинам, t_{opz} .

Ориентировочно возможные потери рабочего времени можно принять:

Потери	t_{nc}	t_{oc}	t_m	t_{opz}
Значения потерь, %	1...2	2...5	4...6	3...5

Сезонную выработку машины определяют по сезонной нагрузке и числу всех поливов за сезон согласно заданному режиму орошения:

$$W = S \cdot N, \quad (2.332)$$

где N – число поливов за сезон.

Сезонную нагрузку дождевальную машины определяют в часах сменного времени, затраченного на выполнение сезонного объема работы T :

$$\Sigma T = W / F_q, \quad (2.333)$$

где F_q – средняя выработка машины за час сменного времени при средней за сезон поливной норме m и затратах воды на испарение в момент дождевания β_E , га.

Для планирования и реализации эксплуатационных режимов орошения (графиков механизированного полива) необходимо располагать данными о часовой, сменной и суточной выработке дождевальных машин.

Производительность, га, за час основного времени работы дождевальной машины

$$F_q = 3,6 Q / m \beta_E, \quad (2.334)$$

где m – поливная норма, м³/га.

Сменная производительность (выработка за смену), га:

$$F_{cm} = 3,6 Q t_{cm} k_{cm} / m \beta_E. \quad (2.335)$$

Производительность за сутки

$$F_{сут} = 86,4 Q k_{сут} \tau / m \beta_E. \quad (2.336)$$

Продолжительность, сут, полива участка или поля

$$T_n = F_n m \beta_E 86,4 Q k_{\text{сут}} T, \quad (2.337)$$

где F_n – площадь участка или поля, га.

2.8.8. Оценка эффективности полива дождевальными машинами

Эффективность дождевальных машин оценивают по равномерности полива, которую устанавливают при испытаниях. Для определения показателей качества дождя в полевых условиях площадь орошения разбивают на равновеликие площадки квадратной или прямоугольной формы. Размер площадки принимают по таблице 2.18.

Таблица 2.18

Размер учетной площадки для определения интенсивности дождя

Радиус действия аппарата (насадки), м	Площадь учетной площадки, м	Максимальная длина стороны, м	
		квадрата	прямоугольника
До 12	До 4	2	2
12...15	4...16	4	5
Более 15	16...25	5	6

Число площадок должно быть кратным площади полива с перекрытием. Центры площадок отмечают на местности колышками, у которых устанавливают вертикально дождемеры, притирая их к почве. Вместимость дождемера – не менее 0,5 л с калиброванной приемной площадью.

В зависимости от типа дождевальной машины и технологии ее работы применяют различные схемы расстановки дождемеров.

Для машин, работающих в движении фронтально, и машин с перемещающимся дождевальным аппаратом дождемеры расставляют в два ряда вдоль всей ширины захвата. При этом расстояние между центрами дождемеров в ряду – не более 2 м, а между рядами – не более 15...20 м. Число дождемеров в линии должно обеспечивать фиксацию ширины захвата машины по крайним каплям без перекрытия. Длина гона должна обеспечивать попадание дождя в дождемеры от первых до последних капель.

Для машин, работающих в старт-стопном режиме, допускается дополнительно расставлять дождемеры по трем продольным рядам с расстоянием не менее 15 м (в начале, середине и конце крыла) параллельно ходу машины.

Для машин позиционного действия дождемеры расставляют по всей площади орошения без перекрытия, разбитой на равновеликие площадки.

При испытаниях позиционных широкозахватных машин дождемеры расставляют в начале, середине и конце водопроводящего трубопровода так, чтобы каждая учетная площадка охватывала площадь, поливаемую тремя аппаратами или тремя смежными группами аппаратов.

Для машин, работающих по кругу (сектору), дождемеры расставляют по радиусу на всю ширину захвата машины без перекрытия. Расстояние между центрами дождемеров по радиусу – не более 2 м. Измерения выполняют не менее чем по трем лучам (радиусам), расположенным под углом 30° на расстоянии друг от друга не менее 15 м.

Показатели качества машины (ширина и длина захвата дождем, площадь полива позиции, интенсивность дождя или слой осадков за один проход) определяют с помощью дождемеров при поливе с перекрытием и без перекрытия, показатели: радиус полива и диаметр капли – без перекрытия. Действительную интенсивность дождя для машин, работающих в движении, определяют при позиционном поливе. Перекрытие ширины и длины захвата дождем выполняют камерально или при поливе смежных позиций.

Продолжительность опыта ограничивают временем наполнения дождемеров не более чем на 80% их вместимости в местах наибольшей интенсивности дождя или слоя осадков за один проход машины. Для машин позиционного действия измеряют время от начала и до конца работы дождевальных аппаратов, для машин, работающих в движении, учитывают, кроме того, число проходов (оборотов) машин за опыт. При измерениях используют секундомеры.

После окончания полива с помощью мерных емкостей измеряют объем воды в дождемерах. Данные заносят в специальную ведомость, а затем на масштабный план расстановки дождемеров, составленный на миллиметровой бумаге. По следам дождя в дождемерах на масштабном плане наносят нулевую изогияету, т.е. определяют границы площади, политой без перекрытия. Рабочую ширину и длину захвата дождем машины определяют по средним значениям линейных измерений на плане.

Площадь орошения с одной позиции определяют путем измерения планиметром на масштабном плане без перекрытия по нулевой изогияете, с перекрытием – измерением масштабной линейкой расстояния между позициями или оросителями, или линейным измерением ширины и длины захвата.

Радиус полива определяют на масштабном плане без перекрытия поливных зон по крайним каплям дождя.

Интенсивность дождя и слой осадков за один проход определяют по объему воды, подаваемой дождевальной машиной в единицу времени на определенную площадь. Показатель определяют путем математической обработки данных на ЭВМ по специальным программам или вручную по каждому опыту.

При ручной обработке данных интенсивность дождя, мм/мин, по каждому дождемеру

$$\rho_i = 10 V_i F_d t_d, \quad (2.338)$$

где V_i – объём воды в дождемере, см³; F_d – приёмная площадь дождемера, см²; t_d – продолжительность заполнения дождемера, мин.

Слой осадков за один проход, мм, по каждому дождемеру для машин, работающих в движении,

$$h = 10 V_i F_d n, \quad (2.339)$$

где n – число проходов машины.

На масштабный план расстановки дождемеров в каждой точке их расположения наносят рассчитанные значения интенсивности дождя или слоя осадков за один проход. Полученный контур дождя с масштабного плана переносят на кальку, на которой указывают местоположение оросителей и дождевателя.

Для расчёта средней интенсивности дождя и среднего слоя осадков за один проход необходимо сделать камеральное перекрытие площади полива или рабочей ширины захвата машины, для чего вычерчивают план размещения оросителей, гидрантов, позиций дождевателя в том же масштабе, что и план с перекрытием. Интенсивность определяют по расстоянию между позициями и оросителями или путём измерения ширины и длины захвата дождём машины согласно схеме полива.

Перекрытие осуществляют последовательным наложением кальки на все смежные позиции, с которых будут поливать очередную площадь, и переноса с кальки на план значений интенсивности, которые попадают на контур учётной площади полива с перекрытием. Числовые значения наложенных интенсивностей суммируют между собой. При наложении кальки на план на каждой позиции совмещают оросители, оси машин или позиции дождевателя.

Среднюю интенсивность определяют одним из методов вариационной статистики как среднюю величину из интенсивностей в точках площади полива с перекрытием и без перекрытия.

Измеренные величины интенсивности дождя, мм/мин, обрабатывают вариационным методом с выборкой по классам k_d , а класс определяют по формуле

$$K_d = (\rho_{\max} - \rho_{\min}) / n_2, \quad (2.340)$$

где $\rho_{\max}$ и $\rho_{\min}$ – соответственно максимальное и минимальное значения интенсивности дождя или слоя осадков за один проход, мм/мин, мм; n_2 – принятое число классов (не более 16).

После выборки подсчитывают число случаев по каждому интервалу и по всей выборке, сумма которых

$$\Sigma n = S/S_d, \quad (2.341)$$

где S – площадь орошения на позиции по технологической схеме, m^2 ; S_d – приемная площадь дождемера, cm^2

Интервалы интенсивности или слоя дождя в классах задают, например, в пределах $0,1 \dots 0,2$; $0,21 \dots 0,3$; $0,31 \dots 0,4$ и т. д., а среднее значение класса соответственно равно $0,15$; $0,25$; $0,35$ и т. д. Затем для каждого класса определяют сумму случаев, попадающих в данный интервал. Значение средней эффективной интенсивности или слоя дождя находят для такого интервала, где сумма случаев больше и меньше этого класса, равны между собой.

Затем строят частотный график (рис. 2.33) распределения интенсивностей (слоя) дождя. На графике по оси абсцисс откладывают интенсивность (слой) дождя, по оси ординат – число случаев, соответствующее подсчитанной интенсивности. По этим точкам строят ломанную кривую, которая характеризует распределение дождя. Затем по оси абсцисс откладывают среднюю интенсивность (слой) дождя и вправо и влево от неё значения, соответствующие $\rho_{\min} = 0,75\rho_{\text{ср}}$ и $\rho_{\max} = 1,25\rho_{\text{ср}}$.

Площадь, ограниченная интервалом $(0,75 \dots 1,25) \rho_{\text{ср}}$ и ломаной линией, характеризует эффективно политую площадь $F_{\text{эф}}$, справа от неё – избыточно политую площадь $F_{\text{изб}}$, слева – недостаточно политую площадь $F_{\text{нед}}$. Измерение площадей производят с помощью планиметра.

Отношение площадей эффективной, избыточной и недостаточно политой площади к общей поливной площади даёт соответственно коэффициенты эффективного ($k_{\text{эф}}$), избыточного ($k_{\text{изб}}$) и недостаточного ($k_{\text{нед}}$) полива, которые определяются по формулам:

$$k_{\text{эф}} = F_{\text{эф}}/F_{\text{общ}}; \quad (2.342)$$

$$k_{\text{изб}} = F_{\text{изб}}/F_{\text{общ}}; \quad (2.343)$$

$$k_{\text{нед}} = F_{\text{нед}}/F_{\text{общ}}; \quad (2.344)$$

где $F_{\text{общ}}$ – общая политая площадь, m^2 (га).

Коэффициенты полива можно определять как отношение случаев эффективного, избыточного и недостаточного поливов к сумме случаев:

$$k_{\text{эф}} = n_{\text{эф}}/n; \quad (2.345)$$

$$k_{\text{изб}} = n_{\text{изб}}/n; \quad (2.346)$$

$$k_{\text{нед}} = n_{\text{нед}}/n, \quad (2.347)$$

где n , $n_{\text{эф}}$, $n_{\text{изб}}$, $n_{\text{нед}}$ – соответственно число случаев – общее, эффективного, избыточного и недостаточного полива.

При испытаниях дождевальной техники оценку качества полива можно проводить по коэффициенту равномерности полива Кристиансена C_n по формуле

$$C_n = 100 \left(1 - \frac{\sum |d|}{h_{cp} n_1} \right), \quad (2.348)$$

где $\sum |d|$ – абсолютное значение отклонения измерения от среднего слоя осадков, мм; h_{cp} – средний слой осадков, мм; n_1 – число измерений (случаев).

Таблица 2.19

**Связь между коэффициентами эффективного полива
и равномерностью полива**

Коэффици- циент	Значение коэффициента										
$K_{эф}$	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40
C_n	90,3	88,88	87,4	85,95	84,5	82,6	81,1	78,75	76,4	72,8	69,4

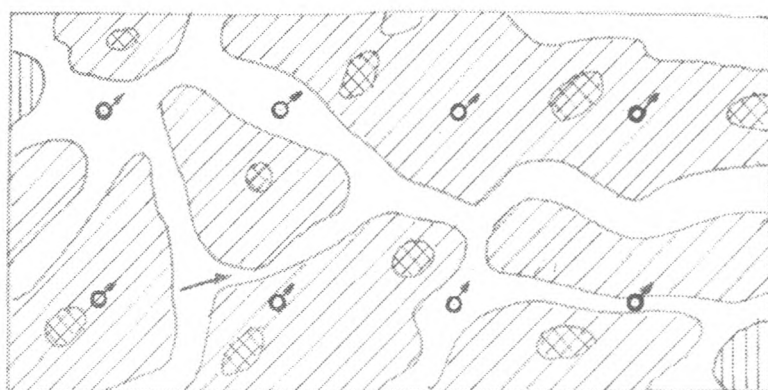
На масштабном плане перекрытия вычерчивают карту распределения дождя (рис. 2.36). Для машин, работающих в движении, сначала строят карту распределения слоя осадков по ширине захвата без перекрытия, а затем после перекрытия – частотный график. Карту распределения дождя вычерчивают на плане, нанося три изогеты с интенсивностью дождя $\rho_1 = 0$, $\rho_2 = 0,75\rho_{cp}$ и $\rho_3 = 1,25\rho_{cp}$. Изогеты отделяют друг от друга неполитые, недостаточно, избыточно и эффективно поли

тые участки. На карту наносят схему расположения дождевальных аппаратов и указывают направление ветра.

Неполитые участки планиметрируют и вычисляют относительное значение неполитой площади S_n в процентах по формуле

$$S_n = (S_n / S_{об}) 100. \quad (2.349)$$

Согласно агротехническим требованиям, коэффициент эффективного полива должен быть не меньше 0,7, коэффициенты недостаточного и избыточного полива – не более 0,15. По степени равномерности распределения дождя все машины можно проранжировать в такой последовательности (от большего к меньшему): машины фронтального действия, работающие в движении (ДДА-100 МА, «Кубань-Л»), машины кругового действия («Фрегат», «Кубань-ЛК»), машины позиционного действия («Волжанка», «Днепр», ШД-25/300, КИ-50 А), дальнеструйные машины (ДДН-70, ДДН-100).



Условные обозначения

	недостаточно политая площадь
	эффективно политая площадь
	избыточно политая площадь
	неполитая площадь
	направления ветра
	место расположения дождевального аппарата

Рис. 2.36. Карта распределения дождя

2.8.9. Особенности гидравлического расчета поливной техники

Расчеты поливной техники проводят в том же порядке, что и дождевальной. Особенности расчета – определение элементов техники полива и гидравлический расчет водопроводящих элементов (трубопроводов) машин и установок.

При поливе по бороздам учитывают расход струи, который составляет от 0,05 до 2 л/с и зависит от ширины междурядий и уклонов борозд.

Поливные трубопроводы выполняют из жестких (асбестоцементных или полиэтиленовых) и гибких (полиэтиленовых или капроновых) материалов.

Полиэтиленовые и капроновые трубопроводы используют как для распределения воды в поливные борозды, полосы (поливной трубопровод),

так и для ее транспортирования (транспортирующий гибкий трубопровод). Полиэтиленовые поливные трубопроводы устраивают с нерегулируемыми, а трубопроводы из мелиоративной ткани (капроновые) – с регулируемыми отверстиями. Для улучшения равномерности распределения воды из трубопроводов с нерегулируемыми отверстиями необходимо оптимальное сочетание длины трубопровода, уклона и напора в голове трубопровода.

Расход воды, м³/с, подаваемый в жесткий поливной трубопровод,

$$Q_n = \sqrt{\frac{d_p^5 (H_o - H_L + l_L l_p)}{0,0277 \lambda l_p}}, \quad (2.350)$$

где d_p – диаметр трубопровода, м; H_o , H_L – пьезометрический напор в начале и конце трубопровода, м; l_L – геодезический уклон по трассе трубопровода; l_p – длина трубопровода или фронт одновременной раздачи воды, м; λ – коэффициент сопротивления по длине трубопровода, ориентировочно его можно вычислить по формуле

$$\lambda = 0,015 / d_p^{0,92}. \quad (2.351)$$

Расход воды, м³/с, подаваемый в гибкий полиэтиленовый поливной трубопровод,

$$Q_{nl} = \sqrt{\frac{d_p^5 [(l - n^2) / n_L^2 H_L + l l]}{0,0277 \lambda l_p - 0,09 l d^5}}, \quad (2.352)$$

где n – величина, учитывающая зависимость коэффициента расхода от скорости (изменяется от 0,93 при скорости 1 м/с до 0,85 при скорости 2 м/с).

Скорость в поливных трубопроводах не должна быть менее критической, чтобы трубопроводы не заиливались. При диаметре частиц наносов до 0,1 мм и мутности воды не более 5 г/л критическая скорость, м/с:

$$\nu_{cr} \geq 0,0284 \sqrt{\omega_m^{0,25}} p l / \lambda, \quad (2.353)$$

где ω_m – средневзвешенная гидравлическая крупность наносов, мм/с; p – мутность оросительной воды, т/м³.

Число водовыпусков в трубопроводе определяется длиной поливного трубопровода l_p и шириной междурядий $l_{\text{м}}$, которая зависит от вида сельскохозяйственных культур и может составлять 0,6; 0,2; 1,2 и 1,4 м. Отсюда

$$n = l_p / l, \quad (2.354)$$

где n – число междурядий, которое в расчетах определяют до целого числа.

Расход воды из каждого водовыпуска:

$$q = Q_n / n, \quad (2.355)$$

Затем определяют диаметр поливного отверстия, исходя из формулы:

$$q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (2.356)$$

где $\mu = 0,2$ – коэффициент расхода водовыпуска; $s = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь отверстия; g – ускорение свободного падения; H – напор воды в заданном отверстии.

Таким образом, определяют основные гидравлические параметры поливной техники.

Контрольные вопросы к главе 2.8

1. Что такое средняя интенсивность дождя?
2. Что такое допустимая интенсивность дождя?
3. От каких параметров зависит характер распада струи дождевального аппарата на капли?
4. По каким эмпирическим формулам определяют оптимальную дальность полета струи дождевального аппарата?
5. Каким показателем оценивают равномерность полива дождеванием?
6. Каким этот показатель должен быть?
7. Каким образом можно оценить крупность капель дождя для конкретного дождевального аппарата?
8. Какими основными параметрами оценивается качество искусственного дождя? Каковы их значения для хорошего по качеству дождя?
9. Что такое коэффициент эффективного полива?
10. Проранжируйте дождевальные машины по показателю равномерности полива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мануйлов Ю. Г., Гарбузов, З. Е., Донской В. М. Машины для мелиоративного строительства. М.: Машиностроение, 1978.
2. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 357 с.
3. Багиров Д. Д. Научные основы выбора типа и основных параметров поршневых двигателей землеройных машин с целью совершенствования их эксплуатационных качеств / Д. Д. Багиров. Автореферат докторской диссертации. Специальность 05.20.01 – Механизация сельскохозяйственного производства. М., 1975. 45 с.
4. Волков Д. П., Николаев С. Н., Марченков И. А. Надежность роторных траншейных экскаваторов / Д. П. Волков, С. Н. Николаев, И. А. Марченков. М.: Машиностроение, 1972. 208 с.
5. Ревин Ю. Г., Костенко Ю. В. Основы автоматизации производственных процессов / Ю. Г. Ревин, Ю. В. Костенко. М.: Агропромиздат, 1991. 192 с.
6. Томин Е. Д. Бестраншейное строительство закрытого дренажа / [текст]. Е. Д. Томи. М.: Колос, 1981. 240 с.
7. Курсовое и дипломное проектирование мелиоративных машин: Учебное пособие для сельскохозяйственных вузов / Под ред. Г. В. Суслова. М.: Колос, 1996. 143 с.
8. Курсовое и дипломное проектирование мелиоративных машин: Учебное пособие для сельскохозяйственных вузов / Под ред. И. И. Мера. Колос, 1968. 172 с.
9. Лурье А. Б., Еникеев В. Г., Теплинский И. З.. Курсовое и дипломное проектирование по сельскохозяйственным и мелиоративным машинам. Л.: Агропромиздат, 1991. 224 с.
10. Практикум по мелиоративным машинам / Под ред. Ю. Г. Ревина. М.: Агропромиздат, 1995. 85 с.
11. Гарбузов З. Е., Барановская В. И. Проектирование каналостроительных машин. М.: Машиностроение, 1984.
12. Лебедев Б. М. Дождевальные машины. М.: Машиностроение, 1977.
13. Лурье А. Б., Громбчевский А. А. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин. Л.: Машиностроение, 1977. 528 с.
14. Караваева Н. М. Автоматическое управление и динамика энергомеханических структур торфяных машин. М.: Недра, 1975. 255 с.
15. Мелиоративные машины: Учебное пособие / Под ред. И. И. Мера. М.: Колос, 1980. 348 с.

Учебное издание

**Ревин Юрий Григорьевич
Леонтьев Юрий Петрович
Губер Кирилл Вадимович
Поддубный Виктор Иванович
Палкин Николай Александрович
Андросов Валерий Валентинович**

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ
И ОБОРУДОВАНИЕ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА
(ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ОБЩИЙ РАСЧЁТ
МЕЛИОРАТИВНЫХ МАШИН)**

Учебник

Под общей редакцией
Ю.Г. Ревина

Корректор *Т.Н. Куклева*
Вёрстка, о-макет – *А.С. Лаврова*

Подписано в печать 05.10.2016 г. Формат 70×100 ¹/₁₆
Тираж 130 экз. Усл. печ.л. 19,4. Зак. 29.

Издательство РГАУ-МСХА
127550, Москва, Тимирязевская ул., 44
Тел.: 8 (499) 977-00-12; 977-40-64