

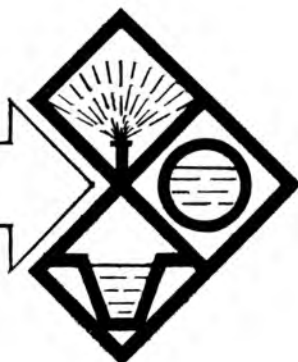
Строительные машины для механизации гидромелиоративных работ

Под редакцией кандидата технических наук В. В. Сурикова

Допущено Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования Министерства сельского хозяйства СССР в качестве учебного пособия для студентов высших сельскохозяйственных учебных заведений по специальности 1514 — «Механизация гидромелиоративных работ»



Москва Агропромиздат 1985



ББК 40.723

С 86

УДК 631.311 : 631.6 (075.8)

Авторский коллектив: В. В. Суриков (введение, главы I, III—VIII, X, XI, XVII, XVIII, XX—XXVI), Б. А. Васильев (главы II и XVI), В. Б. Гантман (главы IV и XIX), И. И. Мер (главы XIII—XV), А. Н. Павлинов (главы III и XII), В. И. Поддубный (глава IX).

Рецензенты: кандидаты технических наук Ю. И. Пахомов (Саратовский институт механизации сельского хозяйства) и В. В. Сконодобов, А. Г. Кондратьев (НИИМ).

Строительные машины для механизации гидромелио-
С 86 ративных работ/В. В. Суриков, Б. А. Васильев, В. Б. Гантман и др.; Под ред. В. В. Сурикова. — М.: Агропромиздат, 1985. — 351 с., ил. — (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. учеб. заведений).

Рассмотрены область эффективного применения, устройство и работа, основы теории и расчета строительных машин, используемых для современных комплексно-механизированных процессов в мелиоративном строительстве. Показаны перспективы развития прогрессивных конструкций строительных машин и современные методы интенсификации рабочих процессов.
Для студентов по специальности «Механизация гидромелиоративных работ».

С $\frac{3802030000-214}{035(01)-85}$ 42—85 ТП изд-ва «Колос»

631.303
ББК 40.723

© ВО «Агропромиздат», 1985

ПРЕДИСЛОВИЕ

В соответствии с постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О долговременной программе мелиорации, повышении эффективности использования мелиорированных земель в целях устойчивого наращивания продовольственного фонда страны», одобренным октябрьским (1984 г.) Пленумом ЦК КПСС, планируется к 2000 г. расширить площади орошаемых земель до 30...32 млн. га, осушенных земель до 19...21 млн. га и довести производство на этих землях зерна до 55...60 млн. т, в том числе кукурузы до 18...20 млн. т, кормов до 115...125 млн. т корм. ед.

Большие масштабы современного развития мелиорации земель в нашей стране — результат неустанной заботы партии об интенсификации сельскохозяйственного производства. Государство выделяет на мелиорацию крупные капитальные вложения, первоклассные строительные материалы, современную технику и другие виды ресурсов.

Подрядные строительные организации в 1983 г. выполнили 15,2 млрд. м³ земляных работ, смонтировали более 340 млн. т бетонных и железобетонных и около 30 млн. т металлических конструкций, уложили около 80 млн. м³ бетона. При этом объем погрузочно-разгрузочных работ превысил 2 000 млн. т.

Объем работ, ежегодно выполняемых организациями Минводхоза СССР, составляет: земляных — 7,4 млрд. м³, в том числе 15...20 % указанного объема зимой; бетонных и железобетонных — более 9 млн. м³; монтаж металлических конструкций — более 1,5 млн. м³, а бетонных и железобетонных — более 17 млн. м³. При этом уровень комплексной механизации вышеперечисленных работ составил соответственно 99,4; 93,4; 91,3 и 93,5 %.

Со строительством каналов Волга — Дон, Волга — Чограй, Ростов — Краснодар, Дунай — Днепр, выполнением работ по переброске части стока северных и сибирских рек в южные районы страны, дальнейшим развитием водохозяйственного строительства в республиках Средней Азии, в Казахстане, Западной Сибири, Российском Нечерноземье и других регионах страны ожидаемые объемы работ значительно возрастут.

Особое внимание уделяется росту производительности труда и повышению экономической эффективности проводимых мероприятий. Перед трудовыми коллективами страны на декабрьском (1983 г.) Пленуме ЦК КПСС была поставлена конкретная задача: добиться сверхпланового повышения производительности труда на 1 % и снижения себестоимости продукции дополнительно на 0,5 %.

Поставленные задачи потребуют выполнения огромного объема строительных мелиоративных работ, которые можно осуществлять только при широком применении комплексной механизации (выполнение всех операций рабочего процесса без применения ручного труда) и автоматизации (выполнение рабочего процесса без непосредственного участия человека, только под его контролем).

Основой механизации и автоматизации строительно-монтажных и мелиоративных работ являются машины. Применение их облегчает труд, повышает производительность труда, способствует снижению се-

бестоимости и улучшению качества работ, повышает темпы строительства, обеспечивает выполнение больших объемов работ в короткие сроки.

Мелиоративное строительство отличается крайним разнообразием почвенно-грунтовых условий, разбросанностью объектов на значительной территории, линейным характером работ, большим разнообразием выполняемых операций, удаленностью от населенных пунктов и транспортных магистралей, большими объемами выполняемых работ и производством их в сложных природно-климатических условиях, специальными требованиями, предъявляемыми к сооружаемым объектам, необходимостью создания собственных промышленных и ремонтных баз и др.

Большое разнообразие и специфические условия производства работ требуют непрерывного улучшения эксплуатационных качеств применяемых машин и создания новых, высокоэффективных.

В связи с этим осваивается выпуск новых самоходных землеройно-транспортных машин, шагающих карьерных и гидравлических экскаваторов, мощных рыхлителей, средств гидромеханизации, расширяется номенклатура ручных машин и другой техники; для механизации и перевооружения агропромышленного комплекса и ускорения темпов проведения мелиорации земель планируется поставка более 3 млн. грузовых автомобилей, 3,74...3,78 млн. тракторов и 3,2...3,3 млн. тракторных прицепов, не менее 200 тыс. экскаваторов, 215 тыс. бульдозеров, 93 тыс. скреперов, 13 тыс. автогрейдеров и другой техники.

Существенно улучшается структура парка строительных и мелиоративных машин: возрастает доля гидравлических универсальных одноковшовых экскаваторов с наборами сменных рабочих органов, все больше машин изготавливается гидрофицированными, расширяется применение автобетононасосов и автобетоносмесителей, машин на базах серийных тракторов повышенного класса тяги и автомобилей повышенной грузоподъемности. Важно с максимальной отдачей использовать эту технику, увеличить сменность работы механизмов.

Успешное решение задач мелиоративного строительства во многом зависит от уровня подготовки технических кадров. И задача настоящего учебного пособия — дать студентам необходимые знания по строительным машинам, широко используемым для механизации гидромелиоративных работ.

Раздел 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ

Глава I. ХАРАКТЕРИСТИКИ МАШИН. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Технологические комплексы машин для строительства оросительных, обводнительных и осушительных систем, производства культуртехнических и эксплуатационных работ на них с применением общестроительных и специальных технических средств приведены в Системе машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства на 1981—1990 годы.

Строительной машиной называется такая, рабочие органы которой предназначены для выполнения одного или нескольких технологических процессов в различных отраслях строительства. По этой причине иногда их называют общестроительными машинами.

Отличительные особенности строительных машин: универсальность в применении рабочих органов в пределах выполняемых видов работ, выпуск машин большими сериями, применение в различных отраслях строительства, отсутствие связи между видом сооружения и параметрами рабочего органа.

Основной классификационный признак строительных машин — внешняя среда, с которой взаимодействуют рабочие органы. По этому признаку строительные машины могут быть разделены на следующие классы: для земляных работ, для свайных работ, для производства нерудных строительных материалов, для бетонных и железобетонных работ, для отделочных работ, для механизации ручного труда (ручные машины), для погрузочно-разгрузочных работ (в соответствии с утвержденными учебным планом и программами изучаются в курсе «Детали машин и подъемно-транспортные машины») и др.

Каждый из классов машин подразделяют по способу выполнения работ и виду рабочего органа. Например, машины для земляных работ подразделяют на одноковшовые экскаваторы, экскаваторы непрерывного действия, землеройно-транспортные и землеройно-фрезерные машины, оборудование для гидромеханизации, грунтоуплотняющие машины, машины для рыхления и разработки мерзлых и прочных грунтов.

1. Требования к строительным машинам

Конструкция машины должна отвечать оптимальным для ее назначения рабочим процессам (экскавация, разрушение, уплотнение, сепарация и др.).

Уровень требований, предъявляемых к машине, и качественная их оценка зависят от развития науки и техники. При создании и модернизации машины необходимо учитывать: конструктивные, технологические, эксплуатационные, экономические и социальные требования, выполнение которых должно обеспечить высокие качества машины (производительность, надежность, долговечность, эргономика др.).

Конструктивные требования заключаются в том, что машина должна выполнять определенные функции при заданных условиях работы, отвечать всем показателям современных стандартов, стоять на уровне лучших отечественных и зарубежных образцов, быть производительной, прочной и надежной в работе. Этому способствуют конструктивно-ком-

поновочные решения, различные расчеты, применение унифицированных сборочных единиц, агрегатов и деталей машин. На стадии конструирования закладываются и другие требования, предъявляемые к машинам.

Технологические требования предусматривают простоту, удобство и низкую стоимость изготовления деталей, сборки сборочных единиц и машины в целом. Конструкция машины должна обеспечивать возможность применения прогрессивных технологий при его изготовлении и сборке. Четкое разделение на сборочные единицы и агрегаты обеспечивает возможность одновременного их изготовления, монтажа, быстрой замены. Унификация оборудования способствует широкому кооперированию производства и облегчает поставки запасных частей.

Эксплуатационные требования заключаются в том, что в процессе эксплуатации не должно быть затруднений в проведении технического обслуживания машины (смазка, регулировка, удобство заправки и др.) и монтажно-демонтажных работ при замене сборочных единиц, агрегатов и деталей. Машина должна отвечать своему назначению и давать в производственных условиях запланированные показатели.

Габариты машины не должны выходить за нормальные пределы (I-V) или за одну из пяти степеней негабаритности железнодорожного подвижного состава. При несоответствии габаритов машины размерам железнодорожного подвижного состава в конструкции должна быть предусмотрена возможность демонтажа и монтажа машины с минимальными трудовыми затратами и ограниченным использованием грузоподъемных средств.

Экономические требования — снижение стоимости как самой машины, так и затрат на ее эксплуатацию. Машина должна обеспечивать запланированную экономическую эффективность и достаточно быструю окупаемость средств, затрачиваемых на ее создание и внедрение.

Социальные требования — обеспечение безопасности труда и удобства работы обслуживающего персонала: защита персонала от вибрации, пыли, шума, температуры, отличающейся от санитарных норм, и других вредных воздействий; удобное размещение рычагов управления и контрольно-измерительной аппаратуры; обеспечение хорошего обзора, малой утомляемости; учет физиологических, антропометрических и психологических особенностей оператора. В машине должны быть учтены элементы производственной эстетики — отделка, окраска, внешний вид. Социальные требования находят отражение в эргономических качествах машины (ГОСТ 22973—78. Система «человек — машина». Общие эргономические требования). Так как в процессе производственной деятельности участвует система «оператор — машина — среда», то говорят об эргономическом соответствии всех элементов системы.

Технический уровень изделия определяется сравнением его с лучшими образцами аналогичных изделий при постоянном повышении производительности машины и качества выполняемых ею работ.

По ГОСТ 15467—70 под качеством изделия понимают совокупность свойств, обуславливающих его пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с его назначением. Эти свойства достигаются конструктивно-технологическими, эксплуатационными, экономическими, технологическими, эргономическими и художественно-эстетическими требованиями, предъявляемыми к машине с целью определения ее потребительских качеств.

Управление качеством изделия — это установление, обеспечение необходимого уровня качества на всех этапах создания и эксплуатации машины. Контроль качества изделия определяется государственной (заводской, отраслевой) аттестацией изделия с присвоением Государственного знака качества.

2. Конструктивно-компоновочная, кинематическая, гидравлическая и электрическая схемы

Строительные машины подразделяют на машины передвижные (самоходные, прицепные, полуприцепные и навесные) и стационарные.

По характеру рабочего процесса различают машины циклического и непрерывного действия.

В машинах циклического действия все операции одного технологического процесса выполняются последовательно или с некоторым наложением по времени, повторяясь через некоторые промежутки времени (циклы).

В машинах непрерывного действия все операции технологического процесса машиной проводятся одновременно и непрерывно. Эти машины существенно повышают производительность, качество выполняемых работ и облегчают условия труда оператора.

По характеру использования мощности рабочим органом машины бывают с пассивным и активным рабочим органом. Машины с пассивным рабочим органом реализуют движущую силу, необходимую для воздействия на внешнюю среду, в результате взаимодействия с основанием ходового устройства машины, то есть за счет тяги. Активный рабочий орган приводится в движение от силовой установки и, как правило, одновременно участвует в нескольких движениях.

По виду ходового оборудования строительные машины бывают на гусеничном, пневмоколесном, шагающем, рельсовом, плавучем ходу. Кроме того, они могут перемещаться на катках и лыжах.

Любая машина состоит из следующих элементов:

рабочего оборудования, непосредственно осуществляющего технологическую операцию и взаимодействующего с внешней (обрабатываемой) средой;

силового оборудования, являющегося источником или преобразователем энергии в механическую работу;

трансмиссии, передающей движение от двигателя к рабочему органу, ходовому оборудованию и другим сборочным единицам машины, то есть различных передаточных механизмов, преобразующих режим работы двигателя в требуемый по мощности, характеру движения и скоростному режиму исполнительного органа;

системы управления, обеспечивающей управление и регулирование режима работы силовой установки, рабочего органа и других устройств, осуществляющей запуск и остановку силового оборудования, соединяющей и разъединяющей силовое оборудование с трансмиссией, а также предусматривающей автоматизацию управления всеми производственными операциями машины;

ходового оборудования, служащего для передвижения машины в рабочем и транспортном режиме, передачи нагрузок от сил тяжести машины и реакций со стороны внешней среды на рабочий орган, основание, а также для поддержания всех элементов машины и сохранения их взаимного расположения; в стационарных машинах роль ходового оборудования выполняют рамы и станины, объединяющие все сборочные единицы в одно целое.

Взаимодействие отдельных сборочных единиц и агрегатов машины, их взаимное расположение, по которому можно понять общее устройство, характеризуют конструктивно-компоновочные схемы. К последним приводится экспликация (условное обозначение) входящих элементов.

Для представления о характере движения отдельных элементов машины и связи рабочего органа с силовым оборудованием служат кинематические схемы. На последних условными обозначениями указываются все валы, оси, шестерни, звездочки, барабаны и другие элементы

трансмиссии машины. Для возможного определения режима работы отдельных элементов на кинематической схеме приводится таблица с числом зубьев шестерен и звездочек, модулем зацепления, шагом и частотами вращения двигателя и отдельных элементов. Кинематические схемы должны содержать графическое изображение элементов машин и механизмов, выполняемое по ГОСТ 2.770—68.

В отдельных случаях для машин с канатно-блочной системой управления приводятся схемы запасовки канатов.

В конструкциях строительных машин все большее применение находят гидродинамические трансмиссии. В системах управления также все шире используют гидравлический и пневматический приводы, которые на схемах изображают условными обозначениями по ГОСТ 2.780—68, 2.781—68 и 2.782—68.

Электрические схемы управления машин выполняют в соответствии с ГОСТ 2.702—69.

3. Конструктивно-эксплуатационные характеристики машин

Главный параметр машины — показатель, определяющий эксплуатационную характеристику машины (вместимость ковша, грузоподъемность, тяговое усилие, производительность и др.).

Основными параметрами машины являются те показатели, по количественному значению которых могут быть рассчитаны масса, мощность, габариты, рабочие параметры, рабочие и транспортные скорости движения, режим работы, давление и др.

Главный и основные параметры машины регламентированы ГОСТом.

Производительность — важнейшая характеристика машины.

Различают производительность теоретическую, техническую и эксплуатационную.

Теоретическая (расчетная, конструктивная) производительность — это выработка машины в единицу времени в условиях непрерывной работы при расчетных скоростях движения рабочих органов, расчетных нагрузках и определенных условиях работы. Для экскавационных машин выражается в объеме рыхлого грунта, выработанного за 1 ч работы при 100%-ном наполнении емкости.

Для машины циклического действия теоретическая часовая производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$P_0 = 60qn = 3600q/t_{\text{ц}}, \quad (1)$$

где q — вместимость ковша или продукция, вырабатываемая за один рабочий цикл, м^3 ; n — конструктивно-расчетное число циклов, выполняемое машиной в 1 мин при определенных условиях выгрузки, забоя, угла поворота, использования двигателя по мощности; $t_{\text{ц}}$ — теоретическая продолжительность одного цикла, с; для одноковшового экскаватора $t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$; t_1, t_2, t_3, t_4 — продолжительность операций копания, грузевого хода, выгрузки и холостого хода.

Для машины непрерывного действия, подающей материал непрерывным потоком ($\text{м}^3/\text{ч}$),

$$P_0 = 3600Sv, \quad (2)$$

где S — площадь поперечного сечения потока материала, м^2 ; v — скорость движения потока, $\text{м}/\text{с}$.

Для машины непрерывного действия с порционным захватом и выдачей материала ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$P_0 = 3600qv/l, \quad (3)$$

где q — объем одной порции, м^3 ; l — расстояние между отдельными порциями, шаг ковшей, м .

Техническая производительность определяется за 1 ч непрерывной работы с учетом конкретных скоростей движения рабочих органов, на-

полнения ковша, характеристики забоя и определенных грунтовых условий, выражается в объеме плотного грунта ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$П_{\text{т}} = П_0 k_{\text{н}} k_{\text{ц}}/k_{\text{р}}, \quad (4)$$

где $k_{\text{н}}$ — коэффициент наполнения ковша (отношение объема разрыхленного грунта, находящегося в ковше, к геометрической вместимости ковша); $k_{\text{р}}$ — коэффициент разрыхления грунта (отношение объема грунта после разработки к объему грунта в плотном теле); $k_{\text{ц}}$ — коэффициент продолжительности цикла (отношение теоретической продолжительности одного цикла к действительной); для машин непрерывного действия $k_{\text{ц}}=1$.

Коэффициенты $k_{\text{н}}$ и $k_{\text{р}}$ — для одноковшовых, многоковшовых экскаваторов и скреперов приведены в таблице 1.

1. Коэффициенты наполнения ковша $k_{\text{н}}$ и разрыхления грунта $k_{\text{р}}$

Коэффициент	Категория грунта			
	I	II	III	IV
<i>Одноковшовый экскаватор</i>				
$k_{\text{н}}$	1,02...1,15	1,12...1,32	1,18...1,35	1,25...1,40
$k_{\text{р}}$	1,10...1,28	1,10...1,30	1,14...1,32	1,20...1,45
<i>Многоковшовый экскаватор</i>				
$k_{\text{н}}$	0,9...1,2	0,8...1,1	0,75...1,0	0,9...0,9
$k_{\text{р}}$	1,08...1,17	1,14...1,28	1,24...1,30	1,26...1,32
<i>Скрепер</i>				
$k_{\text{н}}$	0,6...0,9	1,0...1,1	1,0...1,2	1,0...1,1
$k_{\text{р}}$	1,10...1,20	1,30...1,35	1,2...1,4	1,2...1,3

Примечание. Землеройно-транспортные машины, в том числе и скрепер, при разработке грунтов III и IV категории требуют их предварительного рыхления; $k_{\text{н}}$ для скрепера приведены при работе с толкачом, при работе без толкача $k_{\text{н}}$ снижается в 1,3...1,5 раза.

Эксплуатационная (эффективная) производительность, определяемая в конкретных условиях работы с учетом времени всех простоев, перерывов и задержек (заправка топливно-смазочными материалами, смазка механизмов, очистка рабочих органов, регулировочные работы, перебазирование на новое место работы, затраты времени на подготовительные операции, отсутствие фронта работ и т. д.), — это фактическая выработка машины за единицу времени (час, смену, сутки, месяц, квартал, год). В связи с этим различают часовую ($\text{м}^3/\text{ч}$), сменную, суточную, месячную, квартальную и годовую эксплуатационную производительность:

$$П_{\text{в}} = П_{\text{т}} k_{\text{в}} k_{\text{у}} = П_0 k_{\text{н}} k_{\text{ц}} k_{\text{в}} k_{\text{у}}/k_{\text{р}}, \quad (5)$$

где $k_{\text{в}}$ — коэффициент использования машины по времени; при определении часовой эксплуатационной производительности: $k_{\text{в}}=0,7...0,8$ для машин циклического действия; $k_{\text{в}}=0,85...0,9$ для машин непрерывного действия; $k_{\text{у}}$ — коэффициент, учитывающий техническое состояние машины, качество системы управления, квалификацию и утомляемость машиниста: $k_{\text{у}}=0,81...0,85$ при ручном управлении; $k_{\text{у}}=0,86...0,98$ при механическом и гидравлическом управлении.

Коэффициент использования машины по времени представляет отношение времени чистой работы к полному календарному времени за рассматриваемый период:

$$k_{\text{в}} = \frac{\text{время чистой работы}}{\text{продолжительность времени за отчетный период}}.$$

Календарное время за вычетом простоев группы «а» — есть эксплуатационное время; эксплуатационное время за вычетом простоев группы «б» — есть рабочее время; рабочее время за вычетом простоев группы «в» — есть время чистой работы машины.

Группа «а» включает простои, связанные с капитальным ремонтом и зимней консервацией машины; группа «б» — с переброской с объекта на объект, монтажом и демонтажом машины, праздничными днями; группа «в» — с техническим обслуживанием, заправкой, передачей машины от смены к смене, подготовкой забоя, передвижением в забое, организацией работ, метеоусловиями и др.

Если рассматривать коэффициент k_v за различные промежутки времени, то

$$k_v^{\text{час}} > k_v^{\text{смену}} > k_v^{\text{сутки}} > k_v^{\text{месяц}} > k_v^{\text{квартал}} > k_v^{\text{год}}.$$

Для одноковшовых строительных экскаваторов в зависимости от числа рабочих смен в году и использования машины в течение смены $k_v^{\text{год}} = 0,12 \dots 0,5$, составляя в среднем $0,2 \dots 0,25$. Повышение $k_v^{\text{год}}$ позволяет увеличить производительность машины в $1,5 \dots 2$ раза.

Годовая выработка машины — статистический отчетный показатель, характеризующий работу машины и степень ее эксплуатации (м^3 в год),

$$P_{\text{год}} = P_{\text{т}} i n k_v^{\text{год}}, \quad (6)$$

где i — число рабочих смен в году; $i = 200 \dots 300$ смен; n — число рабочих часов в смену; $k_v^{\text{год}}$ — коэффициент использования машины по времени в течение года.

Годовая (директивная) норма выработки устанавливается на среднесписочную машину данного типа, находящуюся на балансе в данной организации, экспертно-расчетным методом на основе анализа отчетных данных об использовании машин за предшествующий год и утверждается для каждого министерства Госстроем СССР.

Годовая норма выработки строительных машин для организаций Минводхоза СССР по утвержденным Госстроем СССР данным составляет:

одноковшовый экскаватор . . .	161 тыс. м^3 на 1 м^3 вместимости ковша в год
скрепер	8,5 тыс. м^3 на 1 м^3 вместимости ковша в год
бульдозер	101 тыс. м^3 на 1 бульдозер в год на земляных работах
землесосный снаряд	310 м^3 в год на 1 м^3 часовой конструктивной производительности по воде

Выработка (м^3) на одного рабочего в 1 ч:

$$P_{\text{уд}} = P_{\text{э}} / P, \quad (7)$$

где P — число операторов, обслуживающих машину в течение 1 ч; $P_{\text{э}}$ — часовая эксплуатационная производительность машины, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Затраты труда на единицу продукции, например 1000 м^3 грунта (человек):

$$P_{\text{уд}} = 1000 P / P_{\text{э}}. \quad (8)$$

Удельная энергоемкость машины ($\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$):

$$N_{\text{уд}} = N / P_{\text{э}}, \quad (9)$$

где N — мощность силового оборудования, кВт.

Удельная материалоемкость машины ($\text{кг} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$):

$$G_{\text{уд}} = m / P_{\text{э}}, \quad (10)$$

где m — масса машины, кг.

Себестоимость единицы продукции ($\text{р}/\text{м}^3$):

$$c = C_{\text{м.-ч}} / P_{\text{э}}, \quad (11)$$

где $C_{\text{м.-ч}}$ — цена 1 ч машинного времени, р. (по СНиП IV-3—82 цена машино-часа).

Для комплекса машин формулы для определения удельных показателей и себестоимости примут вид:

$$P_{уд} = \Sigma P_э / \Sigma P; \quad N_{уд} = \Sigma N / \Sigma P_э; \quad G_{уд} = \Sigma m / \Sigma P_э;$$

$$c = \frac{C_{м.-ч_1} n_1 + C_{м.-ч_2} n_2 + \dots + C_{м.-ч_i} n_i}{\Sigma P_э},$$

где $\Sigma P_э$ — суммарная выработка комплекса машин в 1 ч; ΣP — общее число рабочих, занятых на обслуживании комплекса; ΣN — суммарная мощность двигателей машин в комплексе; Σm — суммарная масса машин в комплексе; $C_{м.-ч_1}, C_{м.-ч_2}, \dots, C_{м.-ч_i}$ — цена 1 ч машинного времени машин разного типа, входящих в комплекс; $n_1, n_2, \dots, n_i$ — число машин каждого типа в комплексе.

Цена 1 ч машинного времени включает все затраты, связанные с восстановлением первоначальной стоимости машины и капитальным ее ремонтом, единовременные затраты на транспортирование, монтаж и демонтаж, на техническое обслуживание и все виды ремонта, кроме капитального, на эксплуатационные и вспомогательные материалы, энергетические ресурсы, заработную плату обслуживающего персонала:

$$C_{м.-ч} = MA / (820 T_{ч.д} \beta) + (M_d + T_p) / T_{ч} + P + B + Э + C + З, \quad (12)$$

где $C_{м.-ч}$ — расчетная цена 1 ч машинного времени, р.; M — расчетная цена машины, р.; A — амортизационные отчисления, %; $T_{ч.д}$ — число дней работы машины в году; β — число смен работы машины в течение суток; M_d — стоимость одного монтажа и демонтажа, р.; T_p — стоимость транспортирования машины на объект с прежнего места работы, р.; $P, B, Э, C, З$ — затраты на 1 ч работы машины соответственно на техническое обслуживание и текущий ремонт, на замену и ремонт сменной оснастки, на энергоматериалы, на смазочные материалы, заработная плата машиниста, р.; $T_{ч}$ — число часов работы машины на данном объекте.

Расход топлива (для машин с двигателями внутреннего сгорания) определяют по действующим нормам или по данным актов испытаний. При отсутствии таких данных расход топлива (кг/ч) определяют по формуле:

$$Q_T = k_1 N_{дв} q [k_{дв} (k_{дм} k_N - k_x) + k_x], \quad (13)$$

где $N_{дв}$ — номинальная мощность двигателя, кВт; q — удельный расход топлива при номинальной мощности, кг/(кВт·ч) (принимается по характеристике силовой установки); k_1 — коэффициент, учитывающий расход топлива в период пуска и регулирования работы двигателя и машины в начале смены; $k_1 = 1,03$; $k_{дв}$ — коэффициент использования двигателя по времени; $k_{дв} = 0,65 \dots 0,8$; $k_{дм}$ — коэффициент использования двигателя по мощности; $k_{дм} = 0,5$; k_N — коэффициент, учитывающий изменение расхода топлива в зависимости от степени использования двигателя по мощности; k_x — коэффициент, учитывающий снижение расхода топлива при холостой работе двигателя (определяется по паспортным данным, для укрупненных расчетов $k_x = 0,25$).

Надежность — свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах все параметры, характеризующие способность объекта выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования (ГОСТ 27.002—83). Надежность — сложное свойство, состоящее из сочетания свойств: безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости.

Технологичность конструкции изделия — совокупность свойств, проявляемых в возможности оптимальных затрат труда, средств, материалов и времени при технической подготовке производства, изготовлении, эксплуатации и ремонте, по сравнению с соответствующими показателями однотипных конструкций изделий того же назначения при обеспечении установленных показателей качества и принятых условиях изготовления, эксплуатации и ремонта (ГОСТ 18831—73).

Проезжимость — способность машины перемещаться с требуемой скоростью по различным деформируемым основаниям при воздействии на машину и ее рабочий орган внешних сил. Она характеризуется давлением ходового оборудования на основание и эпюрами его распределения, сцепными качествами движителя, величиной дорожного просвета (клиренса), продольным и поперечным радиусами проезжимости колес-

ных машин, передним и задним углами свеса, сцепной силой тяжести, коэффициентом буксования и типом движителя.

Мобильность — способность машины перемещаться с объекта на объект за определенное время. Она оценивается скоростью передвижения и способностью быстро набирать расчетную скорость.

Маневренность — способность машины изменять направление движения. Она определяется радиусами поворота при заданной колее и базе машины.

Устойчивость машины определяется в наиболее сложных условиях в процессе работы или транспортного перемещения, оценивается углами продольной и поперечной устойчивости и коэффициентом запаса устойчивости, равным отношению удерживающего момента к опрокидывающему моменту,

$$k_{уст} = \Sigma M_{уд} / \Sigma M_{опр} \geq [k_{уст}]. \quad (14)$$

4. Сравнение машин и определение их эффективности

При проектировании новой или модернизации существующей конструкции всегда возникает необходимость в оценке выполненных мероприятий.

Новые технико-экономические показатели сравнивают, как правило, с теми, которые имеет лучшая для данного класса модель отечественного или зарубежного производства.

Внедрение новой техники дает эффект в различных формах: снижение себестоимости продукции и трудовых затрат, повышение качества продукции, экономия капитальных вложений, улучшение условий труда, улучшение эксплуатационных показателей и ремонтпригодности, сокращение сроков строительства объектов, повышение конкурентоспособности на внешнем рынке и др.

Выбрав машину-эталон (прототип, сравниваемую машину) или два варианта машин, устанавливают перечень показателей для сравнительной оценки их величины, сопоставимость показателей, годовой экономический эффект от внедрения машин в народное хозяйство.

Варианты сравнивают с учетом срока окупаемости дополнительных капитальных вложений T_o или по коэффициенту сравнительной экономической эффективности E :

$$T_o = (k_n - k_a) / (c_a - c_n); \quad (15)$$

$$E = 1/T_o = (c_a - c_n) / (k_n - k_a),$$

где k_n, k_a — удельные годовые капитальные вложения по новой и эталонной машинам с учетом эксплуатационной их производительности и других показателей, р. на единицу продукции; c_n, c_a — себестоимость единицы продукции соответственно для новой и эталонной машин, р.

Срок окупаемости T_o не должен превышать нормативный, принятый для строительных машин 6 лет, то есть $T_o = 6$ лет. Тогда $E_n = 1/T_o = 0,17$.

Годовой экономический эффект (р.) от внедрения проектируемой машины в народное хозяйство

$$\mathcal{E}_{год} = [(c_a - c_n) - E_n (k_n - k_a)] P_{год.н}, \quad (16)$$

где E_n — нормативный коэффициент сравнительной экономической эффективности; $E_n = 0,17$; $P_{год.н}$ — годовая эксплуатационная производительность для новой машины, м³ в год;

$$P_{год.н} = P_{см} i = P_t t_{см} k_{пер} k'_{пер} i,$$

$P_{см}$ — сменная сметная производительность, м³ в смену; i — число смен работы машины в году; P_t — техническая производительность, определяемая по формуле (4), м³/ч; $t_{см}$ — нормативная продолжительность смены, ч; $t_{см} = 8,2$ ч при пятидневной ра-

бочей неделе; $t_{см}=6,8$ ч при шестидневной рабочей неделе; $k_{пер}$ — коэффициент перехода от технической к эксплуатационной производительности; $k_{пер}=0,6...0,7$; $k_{пер}$ — коэффициент перехода от эксплуатационной к сметной сменной производительности; $k_{пер}=0,75...0,8$.

5. Этапы проектирования. Типаж машин.

Унификация и стандартизация сборочных единиц и агрегатов

В соответствии с ГОСТ 2103—68 регламентируются следующие стадии разработки конструкторской документации: техническое задание (ТЗ), техническое предложение (П), эскизный проект (Э), технический проект (Т), рабочий проект (РП). Допустимо для организаций Минводхоза СССР применение ОСТ-33-03—82.

Техническое задание на проектирование отражает основное назначение, технические и технико-экономические требования и уровень качества, предъявляемые к машине. На этой стадии определяют тип машины и рабочего органа, базу, агрегатирование, специальные и агротехнические требования. Приводят экономические обоснования и карту технического уровня (экономическую эффективность и технический уровень рассчитывают на всех этапах проектирования). Этапы работ — разработка технического задания, его согласование и утверждение.

Техническое задание базируется на анализе способов и средств механизации технологического процесса и прогноза развития отрасли техники в СССР и за рубежом.

Техническое предложение — конструкторские документы, содержащие технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки машины, рабочего органа, сборочных единиц. Выполняют на основании технического задания и сравнения вариантов решений с существующими. Осуществляют патентный поиск и определяют патентную чистоту изделия. Этапы работ — подбор материалов, проведение при необходимости специальных исследований, разработка, согласование и утверждение технического предложения.

Комплектность конструкторской документации: ведомость технического предложения, пояснительная записка, чертежи общего вида, габариты, патентный формуляр. Если в конструкцию машины заложен новый отличительный признак, то составляется заключение о патентоспособности проектных разработок.

Эскизный проект (иногда разрабатывается одновременно с техническим предложением) — совокупность конструкторских документов, в которых содержатся принципиальные конструкторские решения машины и рабочего оборудования. Даются общая компоновка узлов, кинематическая схема, схема организации работы машины. Составляют ведомость комплектованных сборочных единиц и деталей, программу и методику испытаний. Комплектность конструкторской документации согласуется с заказчиком.

Технический проект дает уточнение и более глубокое обоснование параметров технического задания и служит основанием для разработки рабочей документации.

В состав технического проекта включают следующее: расчеты и конструкторскую разработку всех сборочных единиц; уточнение кинематической схемы; составление подробных гидравлических и электрических схем, подбор силового оборудования; определение расчетных положений и нагрузок, расчет на прочность основных сборочных единиц и деталей; проведение унификации конструкции и соответствие ее ГОСТам; разработку стендов и моделей для необходимых экспериментальных проверок отдельных решений.

Комплектность конструкторской документации: чертежи общего вида и всех сборочных единиц, ведомость технического проекта, пояснительная записка, патентный формуляр, ведомость покупных изделий.

Рабочий проект — завершающий этап создания машины. Окончательно решаются вопросы применения различных материалов, технологии изготовления, технического обслуживания, техники безопасности и технической эстетики.

Комплексность конструкторской документации: чертежи всех деталей (кроме оговоренных в ГОСТ 2109—68), сборочные чертежи сборочных единиц, спецификации, ведомости покупных деталей, технические условия на изготовление, программа и методика испытаний, расчетно-пояснительная записка, патентный формуляр, технический паспорт, эксплуатационные документы.

По рабочему проекту изготавливают и испытывают опытный образец (опытную партию), после заводских испытаний опытного образца корректируют конструкторские документы, которым присваивается литер «О». После проведения ведомственных, приемочных и государственных испытаний при необходимости вновь корректируются чертежи, а документации присваиваются литеры «О₁», «О₂», «О₃» и т. д.

По отработанным чертежам выпускают опытную (литера «А») и контрольную (литера «Б») серии.

Конструкторской документации на стадии технического предложения, эскизного и технического проекта присваиваются соответственно литеры «П», «Э», «Т».

Чтобы создать высоконадежную и производительную конструкцию, целесообразно заниматься упрощением и стандартизацией. Чем проще конструкция и из меньшего числа и типоразмеров деталей она состоит, тем выше потенциальная надежность машины. Широкое внедрение серийных, стандартных сборочных единиц и деталей (подшипники, редукторы, карданные валы, ходоуменьшители, лебедки, гидродвигатели, гидроцилиндры и др.) увеличивает надежность, так как вероятность появления каких-либо отказов при их эксплуатации мала. При этом стоимость машины снижается, так как оптово-отпускная цена серийных (покупных) изделий обычно, ниже, чем вновь проектируемых.

Отраслевое изготовление целесообразно только для рабочих органов и уникальных сборочных единиц, во всех остальных случаях должны быть использованы унифицированные и стандартные сборочные единицы и детали специализированных производств.

Стандартизация — установление норм и требований при выполнении опытно-конструкторских работ, изготовлении и эксплуатации машин. Стандарт — образец, эталон, модель, принимаемые за исходные при сопоставлении с ними подобных объектов. Стандарты регламентируют и охватывают все сферы производства и эксплуатации изделий и отдельные виды технической документации.

Унификация — рациональное сокращение многообразия типов, видов, форм и размеров изделий одинакового функционального назначения. Изделия унифицированного ряда отличаются друг от друга главным параметром.

Агрегатирование — метод создания машин и оборудования путем компоновки их из унифицированных сборочных единиц и деталей серийного производства и многократной оборачиваемости. Унифицированные изделия обеспечивают взаимозаменяемость в пределах унифицированных рядов машин, семейств и систем машин.

С целью увеличения серийности выпуска машин и создания условий для их оптимальной эксплуатации необходимо ограничить номенклатуру выпускаемых машин (сборочных единиц, агрегатов) унифицированным рядом машин: параметрическим, типоразмерным или типажем машин (совокупность разных их типоразмеров, имеющих рационально построенный ряд главных параметров).

Теоретической основой установления оптимального ряда типажа должна быть система предпочтительных чисел, связывающих математической зависимостью включаемые в ряды параметры с учетом критерия минимума приведенных затрат и экономической эффективности от внедрения оптимального ряда машин.

В основе унификации машин лежит подобие кинематики движения рабочих органов и синтез их механизмов.

Для установления оптимального параметрического ряда нужно определить функции спроса на машины с различными главными параметрами и затраты на их создание и использование.

В этой задаче важнейший вопрос — густота оптимального ряда машин и сборочных единиц, определяемая коэффициентом ряда, то есть отношением главных параметров смежных типоразмеров (большого к меньшему): для машин массового назначения $k_p = 1,15 \dots 1,25$; для узкоспециализированных машин $k_p = 1,8 \dots 2$.

Унификация в семействе машин достигает 85 %, а при большом числе модификаций (30 и более) — 90...95 %. В конструктивно-унифицированных рядах унификация составляет всего 30...40 %.

Главным параметром типоразмера должен являться основной, определяющий эксплуатационную характеристику машин показатель (нагрузка на ось, грузоподъемность, вместимость, масса, мощность и т. д.).

Унификация оборудования необходима как в рамках отрасли, государства, так и в мировом масштабе (имеется положительный опыт создания унифицированных рядов самоходных и других машин в условиях стран — членов СЭВ).

Типаж машин учитывает следующее: перспективные планы внедрения новых машин и модернизации старых; новые научно обоснованные тенденции развития машин (интенсификация рабочих процессов, внедрение перспективных источников энергии и т. д.); требования надежности и долговечности; вопросы техники безопасности и промышленной эстетики; требования по унификации и стандартизации; внедрение автоматических систем управления и контроля; модульный принцип создания унифицированных сборочных единиц и др.

Глава II. СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ТРАНСМИССИИ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Строительные машины по силовому оборудованию разделяются на машины, имеющие собственные силовые установки (двигатели внутреннего сгорания) и использующие подведенную энергию (электрические, гидравлические и пневматические двигатели).

От двигателя энергия посредством трансмиссии подводится к рабочим и исполнительным механизмам машин.

Трансмиссии бывают механические, электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные. Совокупность силового оборудования и трансмиссии образует привод.

По числу двигателей приводы могут быть групповые, однодвигательные и многодвигательные.

При групповом приводе от одного двигателя посредством механических передач приводится в движение несколько отдельных механизмов и машин. Недостатком такого привода являются громоздкость и низкий КПД.

При однодвигательном приводе каждая машина снабжается отдельным двигателем. Наибольшее распространение при этом получили двигатели внутреннего сгорания и электрические.

Многодвигательный привод обеспечивает привод каждого механизма от отдельного двигателя.

2. Характеристика режимов работы строительных машин

Режим	$\kappa = P_{\max}/P_{\text{средн}}$	Число включений в 1 ч	Машины
Легкий (Л)	1,3	20...30	Смесительные машины, транспортеры, землесосы, многоковшовые экскаваторы при работе в легких грунтах
Средний (С)	1,5...2,5	200	Землеройно-транспортные машины, многоковшовые экскаваторы при работе в грунтах средней крепости и одноковшовые экскаваторы при работе в легких грунтах
Тяжелый (Т)	2,0...3,0	1 000	Одноковшовые экскаваторы, камнедробилки, бульдозеры, рыхлители
Весьма тяжелый (ВТ)	Более 4,0	2 000	Машины ударного и виброударного действия

Тип привода определяется режимом работы машины, который зависит от характера взаимодействия рабочих органов с внешней обрабатываемой средой и продолжительности работы машины под нагрузкой.

По данным ВНИИСтройдормаша, продолжительность работы под нагрузкой (в % всего времени работы) составляет: для бульдозера—63...75, скрепера—65...75, погрузчиков—до 76, кранов—до 65, автогрейдеров—до 78.

Различают легкий, средний, тяжелый и весьма тяжелый режим работы (табл. 2).

Каждый тип привода характеризуется формой внешней характеристики—зависимости вращающего момента от частоты вращения вала. По наклону кривой судят о «жесткости» и «мягкости» характеристики привода.

При «мягкой» характеристике (крутая ветвь) привод автоматически уменьшает частоту вращения вала при перегрузке и увеличивает передаваемый вращающий момент, то есть обладает способностью саморегулирования. Такой привод обычно применяется в машинах, работающих в тяжелом и весьма тяжелом режимах. К приводам с «мягкой» характеристикой относятся электродвигатели постоянного тока, дизели с гидротрансформатором и др.

При «жесткой» характеристике (полая ветвь) увеличение нагрузки не вызывает заметного снижения частоты вращения вала двигателя, регулирующие возможности привода ограничены, диапазон использования мощности двигателя незначителен. Его применяют в машинах с устойчивым режимом работы, без частых перегрузок, с малонаменяющейся скоростью нереверсивного или редко реверсивного движения рабочих органов. «Жесткую» характеристику имеет карбюраторный двигатель, который используют с большим запасом по мощности в основном в машинах, где лимитирующий параметр—масса (например, ручные машины).

В строительных машинах наибольшее распространение получили следующие виды приводов.

Привод от двигателя внутреннего сгорания с механической, гидромеханической, гидравлической и пневматической трансмиссиями обладает высокой готовностью к работе, экономичностью, малыми габаритами и массой. Его рационально применять в мобильных машинах, в местах, где отсутствует электроэнергия и нежелательна связь с внешним источником энергии.

Недостатки: невозможность регулирования в широких пределах скоростного режима и непосредственного реверсирования, затрудненная эксплуатация при отрицательных температурах, сложность и громоздкость трансмиссий, увеличение потерь мощности на скольжение при ис-

пользовании электромагнитных муфт, гидромуфт и гидротрансформаторов.

При мощности двигателя 90...125 кВт эффективна механическая трансмиссия, при 125...550 кВт — гидромеханическая, а при более высокой мощности целесообразнее комбинированный привод (обычно дизель-электрический). Комбинированный дизель-электрический привод применяется также для смягчения «жесткости» внешней характеристики и более плавной работы механизмов.

Однако при комбинированном приводе происходит двойная трансформация энергии: из механической в электрическую и далее из электрической в механическую, что снижает КПД привода, увеличивает массу установки и ее сложность.

Электрический одномоторный привод наиболее удобен и целесообразен в простых машинах небольшой мощности, когда при наличии на месте работ электроэнергии от машины не требуется большой подвижности и независимости от источника энергии.

Электрический многомоторный привод исключает необходимость в громоздких и сложных трансмиссиях и системах управления.

Основные достоинства привода: постоянная готовность к работе, независимость от температуры и атмосферных условий, отсутствие загрязнения окружающей среды.

Применяют электродвигатели переменного тока: асинхронные короткозамкнутые и с фазным ротором. Наименее надежная часть — обмотка статора. Недостатком их является также «жесткая» внешняя характеристика, затрудняющая регулировку скоростного режима, что приводит к перегрузке узлов машины.

Электрический привод по системе Г—Д обеспечивает подвод энергии к механизмам от электродвигателей постоянного тока, обладающих наиболее подходящей характеристикой для работы в тяжелых и весьма тяжелых режимах, где имеется источник энергии достаточной мощности и не требуется независимости машины от источника питания. «Мягкость» характеристики и возможность автоматического регулирования скоростного режима позволили успешно применять этот привод в экскаваторах и других землеройных машинах средней и большой мощности. Так как в промышленном энергоснабжении отсутствует постоянный ток, привод состоит из электродвигателя переменного тока, на валу которого установлен генератор постоянного тока (система Леонарда). Генератор питает постоянным током один или несколько двигателей постоянного тока, являющихся приводом соответствующих сборочных единиц и механизмов машин.

Такой привод исключает громоздкие трансмиссии и создает выгодные условия для автоматизации и диспетчеризации управления, не требует дополнительных затрат для подготовки к работе.

На землеройно-транспортных машинах этот вид привода применяется в виде комбинированного — дизель-электрического привода с генератором постоянного тока.

Недостаток привода — большие габариты, масса и стоимость.

Массовые показатели различного силового оборудования составляют: карбюраторный двигатель — 100 %, дизель — 125 %, дизель-гидравлический — 210 %, электрический одномоторный — 330 %, электрический по системе Г—Д — 830 %.

Двигатели для строительных машин должны допускать длительную работу их на подъемах с продольным уклоном 15° и кратковременную (менее 1 мин) — с продольным уклоном 30°. Этим требованиям удовлетворяют карбюраторные автотракторные двигатели и дизели. Для малых строительных машин и ручных машин мощностью менее 7 кВт целесообразно применять карбюраторные двигатели, унифицированные с двигателями мотоциклов и других машин массового производства. На машинах мощностью более 200 кВт начинают применять газотур-

бинные двигатели (ГТД), обладающие высоким КПД, малыми габаритами и удельной массой; их эксплуатация, особенно при низких температурах, не вызывает затруднений. В газовых турбинах рабочий процесс непрерывен, рабочий элемент имеет вращательное движение, характеристика газовой турбины в сравнении с характеристикой дизеля более «мягкая».

На двигателях мощностью 15...150 кВт должна быть предусмотрена возможность установки фрикционных муфт, а на двигателях мощностью 200...450 кВт — установки гидротрансформаторов.

Двигатели мощностью более 450 кВт должны допускать непосредственное соединение с электрогенератором.

При работе двигателей на мобильных строительных машинах их нагрузка непрерывно меняется от нуля до значений, существенно превышающих максимальный момент двигателя.

Карбюраторный двигатель не приспособлен для длительной работы на режиме максимальной мощности и максимального вращающего момента. Поэтому при установке такого двигателя на строительные машины его необходимо задресселировать на 40...50 %, что значительно увеличивает расход топлива. По экспериментальным данным, при работе на экскаваторах карбюраторные двигатели расходуют топлива примерно на 50 % больше, чем дизели, при одинаковой выходной мощности. В связи с этим на современных строительных машинах в основном применяют дизели.

На случай возможных перегрузок дизели должны иметь запас мощности не менее 10...15 % и вращающего момента 15...20 %. Срок службы таких двигателей до капитального ремонта при установке их на строительные машины должен быть не менее 5 000 ч, а на тракторы и автомобили — 6 000...8 000 ч работы.

1. Механическая характеристика дизеля

Дизели строительных машин оборудуют всережимными регуляторами частоты вращения коленчатого вала.

На рисунке 1 показана скоростная характеристика дизеля с регуляторной ветвью, которую для сокращения принято называть регуляторной характеристикой. Характеристика выражает зависимость вращающего момента M_e , мощности N_e , часового G_e и удельного g_e расходов топлива от частоты вращения коленчатого вала n_e .

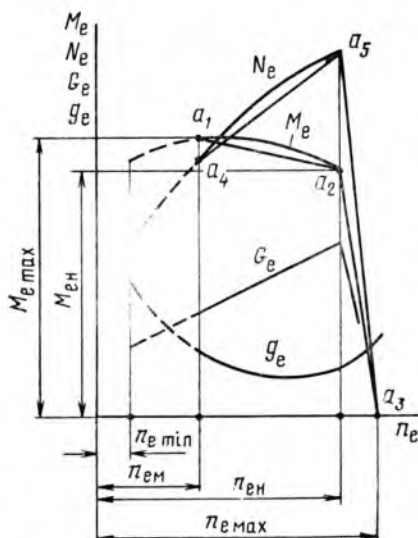


Рис. 1. Скоростная характеристика дизеля, оборудованного всережимным регулятором.

Регуляторную характеристику получают экспериментально (на тормозном стенде) или теоретически. Иногда для удобства анализа показателей работы двигателя ее представляют в виде зависимости M_e , n_e , G_e и g_e в функции от N_e . Характеристика строится для основного диапазона скоростного регулирования в виде внешних (безрегуляторных) и предельно регуляторных ветвей.

В соответствии с принятыми на рисунке 1 обозначениями зависимость вращающего момента от частоты вращения коленчатого вала на безрегуляторной ветви характеристики двигателя может быть выражена по формуле В. Н. Болтинского:

$$M_e = M_{en} \chi_m \left[1 + \frac{n_e}{\chi_0 n_{en}} - \left(\frac{n_e}{\chi_0 n_{en}} \right)^{\chi_m} \right] \quad (17)$$

или после замены участка $a_1 a_2$ прямой линией:

$$M_e = M_{en} \left[1 + (\chi_m - 1) \frac{n_{en} - n_e}{n_{en} - n_{em}} \right], \quad (18)$$

где M_e — текущий вращающий момент; M_{en} — номинальный вращающий момент, соответствующий максимальной мощности $N_{e \max}$; χ_m — коэффициент приспособляемости двигателя; $\chi_m = M_{e \max} / M_{en}$; $M_{e \max}$ — максимальный вращающий момент двигателя; $\chi_m = 1,00 \dots 1,05$ для дизелей, не имеющих корректора подачи топлива; $\chi_m = 1,1 \dots 1,2$ для дизелей с корректором; n_e , n_{en} , n_{em} — соответственно текущая, номинальная при максимальной мощности $N_{e \max}$ и номинальная при максимальном вращающем моменте $M_{e \max}$ частота вращения коленчатого вала двигателя; χ_0 — коэффициент снижения частоты вращения коленчатого вала; $\chi_0 = n_{em} / n_{en} = 0,6 \dots 0,75$.

Для регуляторной ветви характеристики двигателя зависимость вращающего момента от частоты вращения коленчатого вала (участок $a_2 a_3$) близка к линейной:

$$M_e = M_{en} (n_{e \max} - n_e) / (n_{e \max} - n_{en}), \quad (19)$$

где $n_{e \max}$ — частота вращения коленчатого вала на холостом ходу.

Разница в частоте вращения коленчатого вала $n_{e \max}$ и n_{en} определяется степенью нечувствительности регулятора χ_p :

$$n_{e \max} = n_{en} / (1 - \chi_p), \quad (20)$$

где χ_p — степень нечувствительности регулятора; $\chi_p = 0,08 \dots 0,10$.

Производную зависимость мощности (кВт) от частоты вращения коленчатого вала строят по формуле:

$$N_e = 2\pi M_e n_e, \quad (21)$$

где M_e в кН·м; n_e в с⁻¹.

Эта зависимость представляется двумя участками: $a_4 a_5$ и $a_5 a_3$, которые можно принять прямыми.

Для расчета и построения кривых эффективной мощности (кВт) используют эмпирическую формулу:

$$N_e = N_{en} [a (n_e / n_{en}) + b (n_e / n_{en})^2 - c (n_e / n_{en})^3], \quad (22)$$

где a , b , c — опытные коэффициенты; для дизелей с неразделенной камерой $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1,00$; для дизелей с вихревой камерой $a = 0,70$; $b = 1,30$; $c = 1,00$; для дизелей с предкамерой $a = 0,60$; $b = 1,40$; $c = 1,00$.

В целях повышения эффективности тепловых двигателей ведутся работы по совершенствованию процесса сгорания, созданию многотопливных дизелей и по непосредственному преобразованию тепловой энергии в электрическую посредством магнитогидравлических генераторов.

2. Механическая характеристика системы «дизель — механическая трансмиссия»

При работе строительных машин вследствие неравномерности работы движителей, непостоянства физико-механических свойств обрабатываемой среды и параметров, периодичности расположения на рабочем органе ковшей, ножей зависимость изменения сил сопротивления движению носит случайный вероятностно-статистический характер (см. главу VI, § 1).

Механические трансмиссии, основными элементами которых являются сцепления, предохранительные муфты, реверсы, редукторы, коробки передач, карданные валы, цепные и другие передачи вращающего момента от двигателя к ходовому оборудованию или рабочим механизмам, служат для изменения передаваемых скоростей по величине и на-

правлению и согласования режима работы исполнительных органов с режимом работы двигателя.

Основное их достоинство — сравнительная простота и надежность в работе.

Однако вследствие непостоянства тягового и скоростного режимов работы мощность двигателя используется неэффективно, а частое переключение ступеней коробки передач и ограниченное число ступеней не дают возможности постоянно рационально загружать двигатель.

Механические ступенчатые передачи, являющиеся трансформаторами вращающего момента и скорости, обеспечивают транспортные и рабочие скорости движения машины и определяют скоростные и тяговые качества машины.

При тяговом расчете машины определяют минимальную расчетную рабочую $v_{\min}$ и максимальную расчетную транспортную $v_{\max}$ скорости.

Касательное усилие (кН), развиваемое на ведущих колесах или гусеницах самоходной строительной машины или тягача прицепной машины, определяется через вращающий момент двигателя:

$$T = M_e u_T \eta / r, \quad (23)$$

где u_T — общее передаточное число трансмиссии привода двигателя или другого механизма на данной передаче; η — общий КПД всех передач между двигателем и исполнительным органом; r — силовой радиус колесного движителя, ведущей звездочки, турасного вала и др., м; M_e — вращающий момент двигателя, кН·м.

Расчетная скорость (м/с) движения будет:

$$v = \omega_e r u_T^{-1} = 2\pi n_e r u_T^{-1}, \quad (24)$$

где ω_e — угловая скорость вращения вала двигателя, рад/с; n_e — частота вращения вала двигателя, с⁻¹.

График зависимости T от v на различных ступенях коробки передач называется теоретической тяговой характеристикой строительной машины (рис. 2). Зная суммарное сопротивление движению машины, по тяговой характеристике можно определить, на какой передаче и с какой скоростью может работать машина. Из этого же графика

видно, что диапазон изменения тяговой силы и скорости можно увеличить, применяя высокоступенчатые коробки передач. Однако их стоимость резко возрастает с увеличением числа ступеней, а частые переключения повышают утомляемость оператора.

Максимальный вращающий момент, передаваемый механической трансмиссией, определяется сцепной силой тяжести машины и ограничивается фрикционными связями в виде главного фрикциона (колесные тяги), а также бортовыми фрикционами (гусеничные тяги). Запас сцепления фрикционных муфт (Холодов, 1968) для автомобилей $\beta = M_{\phi} / M_{en} = 1,2 \dots 1,5$ и для тракторов $\beta = 2,0 \dots 2,5$, где M_{ϕ} — момент трения фрикционной муфты; M_{en} — номинальный вращающий момент, передаваемый трансмиссией в месте установки муфты.

Ряды передаточных чисел коробок передач для тяговых машин чаще всего подбирают по геометрической прогрессии (Дорожные машины. Часть I, 1972):

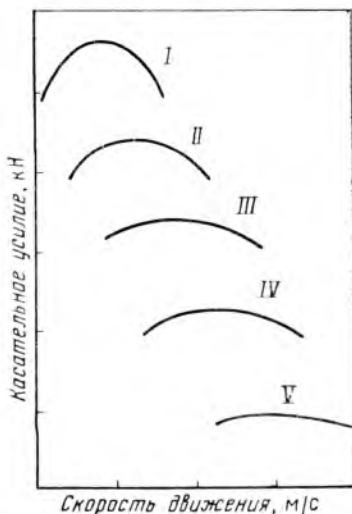


Рис. 2. Теоретическая тяговая характеристика землеройно-транспортной машины с пятиступенчатой механической трансмиссией:

I...V — передачи.

$$\frac{u_{\tau II}}{u_{\tau I}} = \frac{u_{\tau III}}{u_{\tau II}} = \dots = \frac{u_{\tau n}}{u_{\tau (n-1)}} = k,$$

где $u_{\tau I}$ — передаточное число трансмиссии на первой передаче при минимальной расчетной скорости движения $v_{\min}$; $u_{\tau n}$ — передаточное число трансмиссии на последней передаче при максимальной расчетной скорости движения $v_{\max}$; $u_{\tau II}$, $u_{\tau III}$, $u_{\tau (n-1)}$ — промежуточные передаточные числа на соответствующих передачах; k — знаменатель геометрической прогрессии.

Граничные передаточные числа трансмиссии определяются предельными скоростями движения машины:

$$u_{\tau I} = 2\pi n_e r / v_{\min}; \quad u_{\tau n} = 2\pi n_e r / v_{\max}.$$

В соответствии с выражениями (23) и (24) можно записать (при условии постоянства КПД при различных передаточных числах трансмиссии):

$$T_{II}/T_I = T_n/T_{n-1} = v_I/v_{II} = v_{n-1}/v_n = k, \quad (25)$$

откуда знаменатель геометрической прогрессии

$$k = \sqrt[n-1]{T_{\min}/T_{\max}} = \sqrt[n-1]{v_{\min}/v_{\max}}, \quad (26)$$

где n — число передач.

Тогда ряд общих передаточных чисел трансмиссии будет иметь вид:

$$u_{\tau II} = u_{\tau I} k; \quad u_{\tau III} = u_{\tau I} k^2; \dots; \quad u_{\tau n} = u_{\tau I} k^{n-1},$$

а теоретические скорости движения на различных передачах составят:

$$v_{II} = v_{\min}/k; \quad v_{III} = v_{\min}/k^2; \dots; \quad v_n = v_{\min}/k^{n-1} = v_{\max}.$$

3. Гидравлические приводы

В гидравлических приводах энергия, подводимая от двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя посредством различных устройств, превращается в энергию движущейся жидкости, которая затем расходуется на приведение в движение машин и механизмов.

Гидравлический привод по принципу действия разделяется на объемный и гидродинамический.

Объемный гидравлический привод — это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение исполнительных механизмов и машин посредством жидкости под давлением. В состав объемного гидравлического привода входят насосы, гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы), регулирующие устройства (дрессели, клапаны, делители потока и др.), фильтры для очистки рабочей жидкости, баки, гидролинии и др. Насосы и гидромоторы могут быть как регулируемые, так и нерегулируемые.

Объемный гидравлический привод подразделяется на передачи с разомкнутой (рис. 3) и замкнутой (рис. 4) циркуляцией рабочей жидкости.

Гидравлический привод с разомкнутой циркуляцией характеризуется тем, что в нем

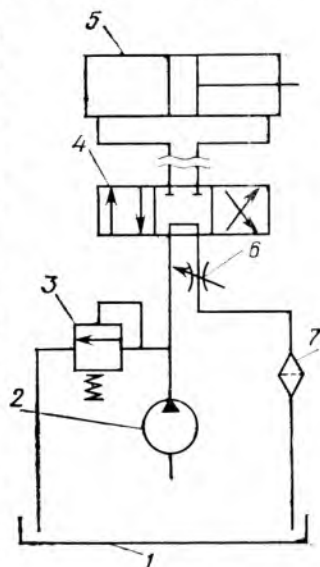


Рис. 3. Схема объемного гидравлического привода с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости:

1 — гидробак; 2 — насос; 3 — предохранительный клапан; 4 — золотниковый распределитель; 5 — гидроцилиндр; 6 — дроссель; 7 — фильтр.

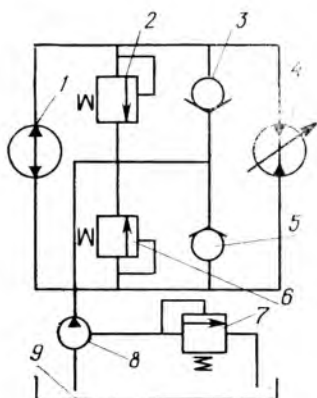


Рис. 4. Схема объемного гидравлического привода с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости:

1 — регулируемый насос; 2, 6, 7 — предохранительные клапаны; 3, 5 — обратные клапаны; 4 — регулируемый гидромотор; 8 — насос подпитки; 9 — гидробак.

рабочая жидкость после срабатывания в гидромоторе или силовом цилиндре подается в бак, находящийся под атмосферным давлением. В гидравлическом приводе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость после срабатывания возвращается в насос. В этом приводе всегда циркулирует практически один и тот же объем жидкости (за исключением утечек через различные неплотности). В гидрав-

лическом приводе этого типа обязательно наличие, помимо основного, еще одного насоса для компенсации утечек. Достоинства такого гидравлического привода: защищенность его от попадания загрязнений в рабочую жидкость, уменьшение объема рабочей жидкости, заправляемой в гидросистему, улучшение условий работы при низких температурах. Недостатки замкнутой системы — необходимость применения системы подпитки, теплообменного аппарата для предотвращения перегрева рабочей жидкости, только гидромоторов или гидроцилиндров с двухсторонними штоками в качестве гидродвигателей.

В объемном гидравлическом приводе применяются шестеренные, поршневые и роторные насосы. Поршневые и роторные насосы могут быть регулируемы. В качестве гидродвигателей могут быть применены те же насосы.

В приводах строительных машин начинают применять гидромоторы, которые могут быть встроены в ведущие колеса мобильных машин или в привод рабочих органов.

Гидравлические динамические приводы подразделяются на гидромуфты и гидротрансформаторы.

Первые передают энергию от двигателя без изменения величины вращающего момента, вторые могут изменять его величину, в том числе в отдельных случаях и по знаку (направлению).

Гидромуфты (рис. 5, а) состоят из расположенных в общем кожухе 3 соосно и предельно сближенных насосного 1 и турбинного 2 колес.

В гидротрансформаторе (рис. 5, б) между насосным 1 и турбинным 2 колесами установлено еще неподвижное, соединенное с корпусом колеса реактора 4. В гидротрансформаторах возможна установка 1...2 колес турбин и 1...2 колес реактора. В конструкциях некоторых гидротрансформаторов рабочие колеса турбин или реакторов устанавливаются на муфтах свободного хода.

В первом случае гидротрансформаторы называются блокируемыми, во втором — комплексными.

Корпус гидромуфты и гидротрансформатора заполняется рабочей жидкостью — минеральным маслом. При вращении рабочего колеса насоса, соединенного с двигателем, жидкость движется от центра к периферии и, приобретая запас кинетической энергии, поступает на лопатки турбинного колеса.

В турбинном колесе жидкость движется от периферии к центру, при этом энергия той же жидкости преобразуется

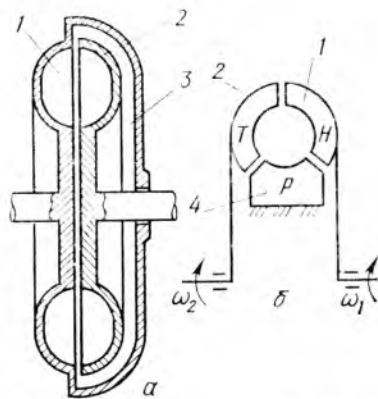


Рис. 5. Схема гидромуфты (а) и гидротрансформатора (б):

1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — кожух; 4 — реактор.

в механическую энергию вращения турбинного колеса, затем жидкость вновь поступает на лопапки насосного колеса.

В гидротрансформаторах поток жидкости на своем пути проходит через лопапки реактора, который может быть установлен после насоса перед входом на турбину или после турбины перед входом в насос.

Лопапки колеса реактора в зависимости от конструкции могут изменять направление потока жидкости или его скорость. При этом давление потока на лопапках турбинного колеса также будет меняться, это приведет к изменению вращающего момента, передаваемого гидротрансформатором.

Вращающий момент, возникающий на реакторе, передается на неподвижный корпус гидротрансформатора. Если колесо реактора установлено на муфте свободного хода, то при достижении рабочим колесом турбины определенной частоты вращения колесо реактора начинает вращаться свободно и гидротрансформатор переходит на режим работы гидромукты.

Гидромукты могут работать в тяговом и тормозном режимах. Тяговый режим — основной рабочий режим. Тормозной режим, при котором мощность от рабочего органа передается гидромукте, в свою очередь, делится на обгонный, режим динамического торможения и режим противовращения.

Обгонным режимом называется такой режим, при котором частота вращения турбины больше частоты вращения насоса. В таком режиме гидромукта работает на подъемных кранах с включенным реверсом. Режимом динамического торможения называется режим его работы при остановленном насосе. Этот режим используется при спуске грузов на подъемных машинах. Режим противовращения — это режим, при котором турбина и насос вращаются в разные стороны.

4. Дизель-пневматический и дизель-электрический приводы

Дизель-пневматический привод состоит из дизеля, компрессора с ресивером и пневматических машин.

В этом виде привода в качестве энергоносителя применяется сжатый воздух, который подается компрессором поршневым, ротационным или винтовым. Давление воздуха обычно не превышает 0,6...0,8 МПа, доходя в отдельных случаях до 1,5 МПа.

Пневматические двигатели по конструкции аналогичны гидравлическим и подразделяются на пневматические моторы (шестеренные, пластинчатые, поршневые и турбинные) и пневмоцилиндры. Находят применение также пневматические двигатели ударного действия и пневмокамеры.

Подачу компрессоров рассчитывают по потреблению сжатого воздуха всеми потребителями, работающими от данного компрессора, с учетом коэффициента одновременности работы потребителей.

Расход сжатого воздуха в пневматических двигателях шевронных шестеренных составляет 0,8...1 м³/(мин·кВт), поршневых — 1,1...1,35 м³/(мин·кВт), ударных — 1,2...1,4 м³/(мин·кВт), с учетом утечек в сети и износа пневмоприводов.

В современных строительных машинах все шире применяют тяговые электродвигатели, питание которых осуществляется синхронными генераторами при постоянной частоте вращения.

Перегрузочная способность электродвигателей постоянного тока с параллельным возбуждением составляет 2...3, а с последовательным возбуждением — 3...5. Диапазон регулирования частоты вращения в системе Г — Д может быть доведен до 20 (предел устойчивого регулирования 10).

Для определения эксплуатационных показателей дизель-электрического привода строят характеристику совместной работы: дизель —

генератор постоянного тока — тяговый электродвигатель, размещая в I квадранте механическую характеристику дизеля, во II квадранте зависимость тормозного момента генератора от тока, в III квадранте моментную характеристику тягового двигателя в зависимости от силы тока, в IV квадранте механическую характеристику тягового двигателя в зависимости от частоты вращения.

В качестве тяговых электродвигателей в строительных машинах с легким режимом работы применяют асинхронные с короткозамкнутым ротором двигатели. Для привода с повторно-кратковременным режимом работы и пуском под нагрузкой предпочтение отдается асинхронным электродвигателям трехфазного тока с фазным ротором.

В электроинструменте, к которому предъявляются жесткие требования к массе и габаритам, применяют двигатели трехфазного тока с повышенной частотой (200 Гц, а в перспективе 400). Для питания этих двигателей используют преобразователи частот. В электроинструменте применяют также однофазные универсальные коллекторные двигатели постоянного или переменного тока промышленного (220...380 В) или безопасного (36 В) напряжения.

Глава III. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Системой управления называется совокупность элементов, предназначенных для включения и отключения механизмов машины, а также для управления силовой установкой. Управление машиной должно обеспечивать изменение положения рабочего органа относительно машины, направления движения машины и режимов ее работы.

Системы управления чаще всего классифицируют по следующим основным признакам: по способу передачи энергии к исполнительному механизму — механические рычажные, гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные; по принципу действия — ручные и автоматические; по источнику энергии — от мускульной энергии оператора и от основной (вспомогательной) силовой установки.

Технические требования к системам управления определяются следующими основными параметрами: мощностью исполнительных механизмов, числом и продолжительностью включения механизмов в единицу времени, быстродействием и плавностью включения, КПД, усилием, длиной хода и скоростью на рычагах и педалях управления и рулях.

Эргономические требования определяют обзорность (не менее 210°), освещенность (не менее 100 лк), комфортность, защиту оператора от шума, вибраций, загрязненного воздуха, вредных температурных воздействий и влажности окружающей среды.

Уровень шума в кабине оператора регламентируется санитарными нормами и не должен превышать: 90 дБ (при частотах до 350 Гц), 85 дБ (350...800 Гц) и 75 дБ (более 800 Гц).

Вертикальные колебания оператора не должны превышать $0,1g$ ($g=9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения) при частоте 2...3 Гц. В машинах, управление которыми требует напряженного внимания, при длительном управлении рычагами мощность не должна превышать 25...50 Вт, что достигается применением сервомоторов.

Любые рабочие движения оператора в процессе управления не должны ухудшать комфортного положения в кресле, а ход и усилия на рычагах и педалях управления не должны превышать значений, указанных в таблице 3.

Правильно спроектированная система управления должна обеспечивать достижение максимальной производительности машины при полной безопасности и минимальных затратах физических и нервных усилий оператора.

3. Технические показатели типов управления

Тип управления	Работа включения, Дж	Мощность управления, Вт	Рычаги				Педали	
			«на себя» «от себя»		«вправо» «влево»		ход, мм	усилие, Н
			ход, мм	усилие, Н	ход, мм	усилие, Н		
Рычажное	45	67	500	80	250	40	250	150
Рычажное с механическими сервомоторами	31	46	400	30	200	20	230	60
Рычажное с пневматическими и гидравлическими сервомоторами	12	25	250	15	120	15	160	30

1. Гидравлические системы управления

Гидравлические системы управления бывают безнасосные и насосные. В безнасосных системах управления рабочее давление жидкости в гидросистеме создается мускульной силой оператора, воздействующего на педаль, рычаг или рулевое колесо. В насосных системах управления рабочее давление жидкости в гидросистеме создается насосом.

Безнасосные системы управления применяются обычно для управления механизмами, требующими наибольшей чувствительности и плавности включения (например, тормозами).

Гидравлические безнасосные системы управления существенно не уменьшают усилий на рычагах и педалях по сравнению с рычажными механическими системами управления.

Насосное гидравлическое управление принципиально отличается от безнасосного тем, что необходимое усилие здесь создается насосом, подающим жидкость под давлением в исполнительный цилиндр. При этом не требуется большого усилия на рычагах управления, так как машинист перемещает лишь золотники распределителей, соединяющие исполнительные цилиндры с насосом или сливным баком.

К достоинствам гидравлических систем управления относятся: компактность и малые размеры пульта управления, рабочих цилиндров и двигателей вследствие применения значительных давлений, возможность передачи усилий к удаленным точкам, отсутствие сложных рычажных систем и шарнирных соединений. При гидравлическом управлении усилия на рычагах управления и величина их хода значительно меньше, чем при рычажном механическом управлении. Благодаря этому снижается утомляемость машиниста и повышается производительность труда. Гидроаппаратура унифицирована, что упрощает эксплуатацию машинно-тракторного парка.

К недостаткам гидравлических систем управления следует отнести резкость включения механизмов, в результате этого возникают динамические нагрузки, необходимость применения специальных сортов рабочих жидкостей и возможность утечки жидкости при неисправности системы, затруднения при эксплуатации машин в условиях жаркого и холодного климата, повышенный класс точности изготовления гидроаппаратуры.

На рисунке 6 приведена схема насосного гидравлического управления поворотом ходовых колес экскаватора.

При повороте штурвала 1 через рулевую колонку 2, редуктор 3 и систему рычагов приводится в поступательное перемещение золотник гидрораспределителя 6, корпус которого связан с полыми штоками силовых цилиндров 10. При перемещении золотника гидрораспределителя 6 влево жидкость из масляного бака 4 насосом 5 подается через полый шток в нижний силовой цилиндр 10. Вытесненная жидкость через

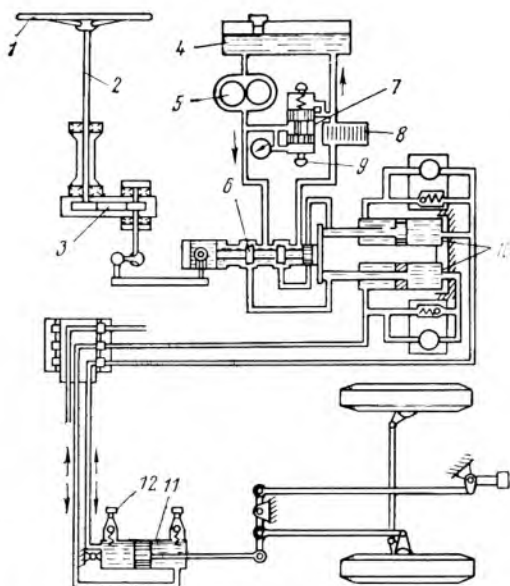


Рис. 6. Схема насосного гидравлического управления поворотом ходовых колес экскаватора:

1 — штурвал; 2 — рулевая колонка; 3 — редуктор; 4 — масляный бак; 5 — шестеренный насос; 6 — золотниковый гидрораспределитель; 7 — золотниковый регулятор давления; 8 — фильтр на сливной магистрали; 9 — регулировочный винт; 10 — силовые цилиндры; 11 — исполнительный цилиндр; 12 — клапаны.

обратный клапан по трубопроводам поступает в штоковую полость исполнительного цилиндра 11, перемещая его шток влево, который через систему рычагов воздействует на рулевую трапецию, поворачивая колеса экскаватора тоже влево. Одновременно вытесненная жидкость из поршневой полости исполнительного цилиндра 11 перетекает в правую

поршневую полость верхнего силового цилиндра 10 и выталкивает из штоковой полости жидкость по полуму штоку через золотниковый гидрораспределитель 6 и фильтр 8 обратно в масляный бак 4. Вместе с поршнем силового цилиндра 10 будет перемещаться влево и корпус гидрораспределителя 6, возвращая его в нейтральное положение относительно золотника. При повышении давления в системе лишняя жидкость, подаваемая насосом 5 через золотниковый регулятор давления 7, сливается в масляный бак. На золотниковом регуляторе давления 7 установлен винт 9, служащий для открывания клапана, соединяющего между собой сливную и напорную магистрали. В этом случае полости исполнительного цилиндра 11 соединяются, жидкость свободно перетекает из одной полости в другую, обеспечивая отключение системы управления при буксировке экскаватора. Для выпуска попавшего в систему воздуха на исполнительном цилиндре 11 устанавливают клапаны 12 с запорными иглами.

Система работает при давлении 2...4 МПа.

Описанная система гидравлического управления поворотом ходовых колес экскаватора относится к так называемым следящим системам, в которых существует определенная зависимость между положением исполнительного органа и управляющего звена (в данном примере между штоком цилиндра 11 и штурвалом 1).

Другим примером применения принципа следящего действия в системе рулевого управления может служить рулевой механизм самоходного скрепера с механической обратной связью штурвала 6 с поворотной стойкой 9 передней рамы скрепера (рис. 7). Рулевой механизм 5 выполнен в виде червяка и зубчатого сектора, на валике которого расположена сошка, соединяющаяся посредством рычагов 7 со стойкой передней рамы скрепера 9.

В центральном распределителе 1 расположен золотник, приводимый в движение штурвалом 6 через рулевую колонку. Перемещение золотника центрального распределителя 1 изменяет направление потока масла от насоса 2 к распределительной коробке 13. В ней поток масла разделяется и поступает в соответствующие полости правого 11 и левого 14 силовых гидроцилиндров. Штоки гидроцилиндров крепятся к кронштейнам 10 стойки передней рамы скрепера 9. Корпуса гидроцилиндров соединяются с кронштейном седельно-сцепного устройства одноосного тягача. На гидроцилиндрах 11 и 14 установлены рычаги 12, которые воздействуют на золотники распределительной коробки 13, а

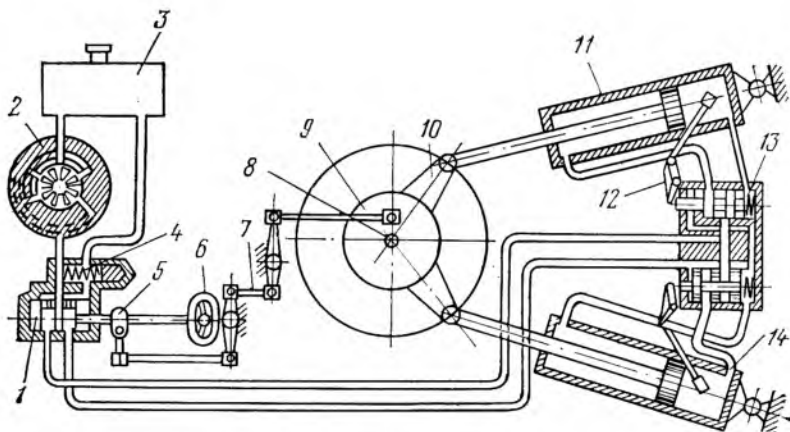


Рис. 7. Схема гидравлического рулевого управления самоходного скрепера с механической следящей системой:

1 — центральный золотниковый распределитель; 2 — насос; 3 — масляный бак; 4 — обратный клапан; 5 — рулевой механизм; 6 — штурвал с рулевой колонкой; 7 — рычаги следящей системы; 8 — вертикальная ось поворота одноосного тягача относительно скрепера; 9 — стойка передней рамы скрепера; 10 — кронштейны; 11, 14 — силовые гидроцилиндры поворота; 12 — рычаг управления; 13 — распределительная коробка.

при подходе одного из цилиндров к положению «мертвой точки» рычаг отводится от стержня золотника. Золотник под действием пружины перемещается вперед, перекрывает канал, по которому масло поступает в сливную магистраль, и соединяет обе полости гидроцилиндра.

При дальнейшем повороте тягача золотник, полностью переключив полости цилиндра, открывает сливную магистраль, а масло начинает поступать в цилиндр со стороны, противоположной штоковой полости.

Далее тягач поворачивается при помощи двух цилиндров одновременно.

Поворот центрального золотникового распределителя в противоположную сторону меняет направление потока масла на обратное, и напорная магистраль становится сливной.

Следящее устройство синхронизирует положение рулевого колеса определенному углу поворота тягача: при повороте тягача одновременно сдвигается шаровой палец на шкворне прицепа, который через систему тяг и рычагов 7 перемещает рулевой вал, а следовательно, и центральный золотниковый распределитель. Если поворот закончен, то золотник посредством следящей системы устанавливается в «плавающее» положение: масло из насоса поступает в бак, а обе полости гидроцилиндров соединяются между собой.

В сложных машинах (например, одноковшовые экскаваторы) при управлении приходится включать несколько исполнительных механизмов, что повышает установочную мощность гидрооборудования. Такие «пики» носят кратковременный, хотя и периодический характер, поэтому в системах с малой подачей насосов устанавливают гидроаккумуляторы.

Принцип работы таких систем управления заключается в следующем. Когда исполнительным органом не управляют, жидкость, поступающая из насоса, не сливается обратно в бак, а направляется в гидроаккумулятор, где кинетическая энергия жидкости преобразуется в потенциальную энергию сжатой пружины. В момент работы системы управления аккумулированная энергия передается исполнительным органам для совершения работы.

Гидравлические насосные системы управления оцениваются показателями (табл. 4), характеризующими ее режим работы: коэффициентом использования номинального давления κ_d ; коэффициентом продолжительности работы системы κ_b ; коэффициентом снижения частоты

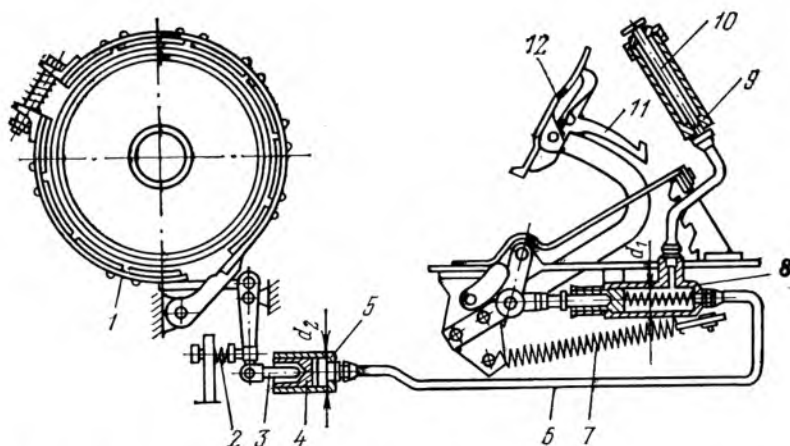


Рис. 8. Гидравлическая безнасосная система управления:

1 — ленточный тормоз; 2, 7 — возвратные пружины; 3 — шток; 4 — поршень; 5 — исполнительный цилиндр; 6 — трубопровод; 8 — командный цилиндр; 9 — компенсационный бачок; 10 — запорная игла; 11 — стопорная собачка; 12 — педаль ножного управления.

вращения насоса вследствие увеличения нагрузки двигателя β ; числом включений в час z (обычно $z=220\ldots 430$ — автогрейдеры, $z=350\ldots 850$ — скреперы, $z=450\ldots 1200$ — бульдозеры).

В гидравлической безнасосной системе управления (рис. 8) имеется два цилиндра: командный 8 и исполнительный 5, соединенных трубопроводом 6. Диаметры цилиндров d_1 и d_2 подбирают так, чтобы при малом усилии и большом ходе на педали управления получить большое усилие и малый ход на штоке 3 исполнительного цилиндра 5.

3. Технические показатели типов управления

Показатели	Режимы работы		
	легкий	средний	тяжелый
Число включений в 1 ч	До 300	300...700	Более 700
Коэффициенты: κ_d	До 0,4	0,4...0,7	0,8...1,2
κ_β	0,1...0,3	0,2...0,4	0,3...0,8
β	1,0	До 0,8	До 0,5

При нажатии на педаль кулачок поворачивается вокруг своей оси и через систему регулировочных тяг воздействует на поршень цилиндра 8. Поршень выдавливает часть рабочей жидкости из командного цилиндра в исполнительный.

Под действием давления рабочей жидкости поршень 4 перемещается влево, давит на шток 3, который рычагами связан с тормозной лентой 1.

При снятии нагрузки с педали последняя возвращается в исходное положение возвратной пружиной 7, одновременно поршень цилиндра 8 под действием внутри расположенной пружины перемещается влево, а рычаги тормозной системы освобождают ленту от шкива действием возвратной пружины 2.

Возможные утечки рабочей жидкости компенсируются поступлением ее из бачка 9 при открытой запорной игле 10.

2. Пневматические системы управления

Пневматические системы управления отличаются от гидравлических систем более мягким включением механизмов.

Недостатки системы — необходимость тщательного ухода при минусовых температурах, так как возможно замерзание конденсата и образование ледяных пробок в воздухопроводе и распределительной аппаратуре, громоздкость.

Принципиальная схема пневматического управления одноковшовым экскаватором представлена на рисунке 9.

Она состоит из трех основных элементов: устройства для получения и очистки сжатого воздуха, распределительной пневмоаппаратуры и исполнительных органов. Давление в системе составляет 0,6...1,0 МПа.

Сжатый воздух из двухступенчатого компрессора 1 через маслоблагодотделитель 4 I ступени и сервомеханизм 3 с обратным клапаном 5 под давлением поступает в маслоблагодотделитель II ступени 6 и далее в ресивер 7, состоящий из нескольких секций (от 2 до 5). Секции служат для увеличения поверхности охлаждения и изменения направления движения воздуха, здесь он интенсивно охлаждается и происходит выпадение конденсата, который может сливаться через кран в каждой секции.

Далее воздух поступает в ресивер 9, аккумулирующий сжатый воздух с целью уменьшения пульсаций в системе.

На ресивере установлены краны 10 для выпуска воздуха по окончании работы и слива конденсата и предохранительный клапан 8. Из ресивера воздух поступает в центральную магистраль, соединенную с

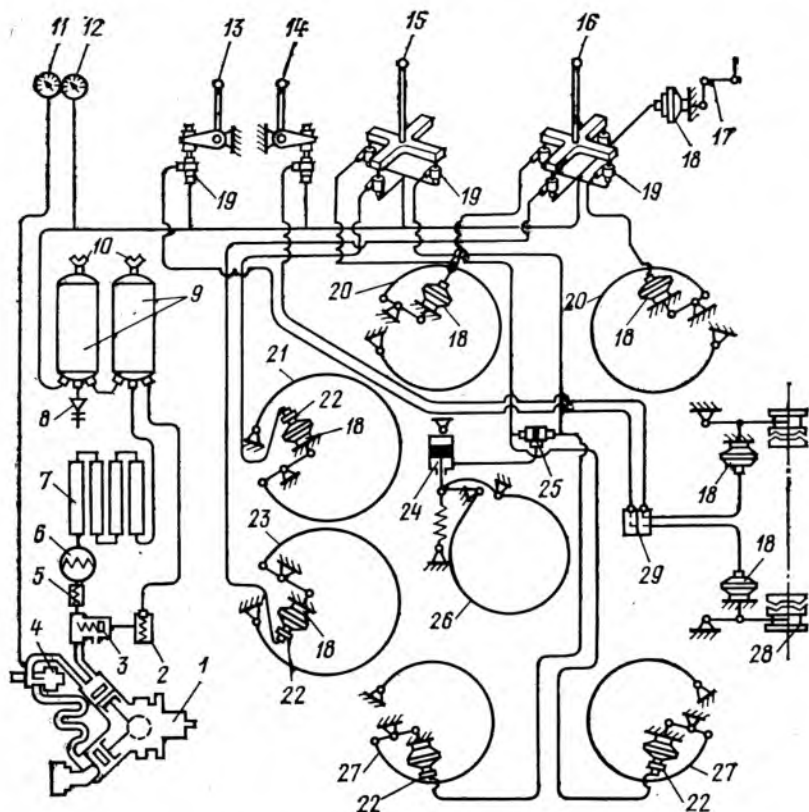


Рис. 9. Схема пневматического управления одноковшовым экскаватором ТЭ-3М:

1 — компрессор; 2 — датчик регулятора; 3 — сервомеханизм; 4 — маслоблагодотделитель I ступени; 5 — обратный клапан; 6 — маслоблагодотделитель II ступени; 7, 9 — ресиверы; 8 — предохранительный клапан; 10 — спускные краны; 11, 12 — манометры; 13, 14 — рычаги включения левой и правой гусениц; 15, 16 — рычаги левой и правой колонок; 17 — механизм открывания дна ковша; 18 — пневмокамера; 19 — дифференциальные золотники; 20 — фрикцион реверса хода; 21 — фрикцион торможения; 22 — клапан быстрого оттормаживания; 23 — фрикцион подъемной лебедки; 24 — пневмоцилиндр; 25 — перепускной клапан; 26 — тормоз поворота; 27 — фрикцион реверса поворота; 28 — муфта нижнего ходового механизма; 29 — центральный ввод.

двумя распределительными пультами управления разворота правой и левой гусениц 13 и 14, на распределительные колонки 15, 16 и далее через дифференциальные золотники 19 к исполнительным механизмам.

Унифицированный дифференциальный золотник (рис. 10, а) применяется для регулирования давления воздуха в исполнительном механизме, которое зависит от степени сжатия рабочей пружины оператором. Если внешнее воздействие на рычаг управления дифференциальным золотником отсутствует, то воздух из исполнительных механизмов выйдет в атмосферу. Спокойное включение рычага вызывает плавное мягкое включение, резкое нажатие — жесткое включение механизма.

На камерах (цилиндрах) управления сервофрикционными реверса поворота установлены клапаны 22 (рис. 9) быстрого оттормаживания, ускоряющие выход воздуха из камер при выключении.

Унифицированный клапан быстрого растормаживания (рис. 10, б) действует автоматически. При прекращении подачи воздуха диафрагма приподнимается и открывает канал Ж, который соединяется с атмосферой.

Специальные вращающиеся соединения (рис. 10, в) используются для подвода сжатого воздуха к исполнительным механизмам, совершающим в процессе работы вращательное движение.

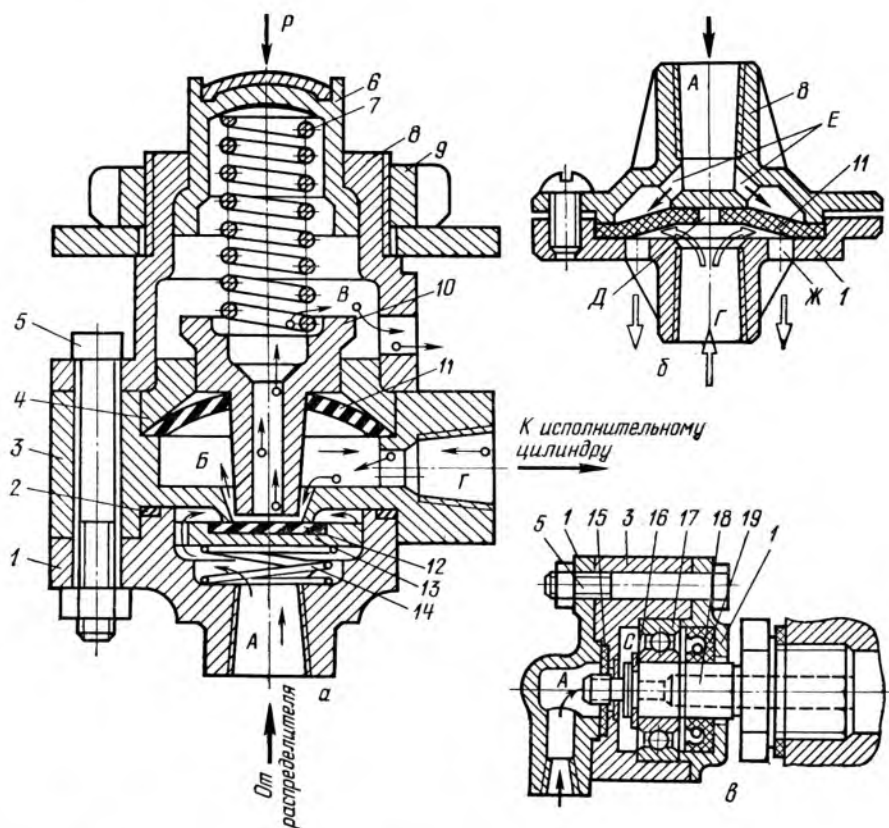


Рис. 10. Унифицированные элементы пневматических систем управления:

а — дифференциальный золотник; б — клапан быстрого растормаживания; в — вращающееся соединение для подачи воздуха; 1 — крышка; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — нижний корпус; 4 — шайба; 5 — соединительный болт; 6 — чашка; 7 — рабочая пружина; 8 — верхний корпус; 9 — гайка; 10 — стакан; 11 — диафрагма; 12 — резиновая уплотнительная шайба; 13 — впускной клапан; 14 — пружина; 15 — манжета; 16 — пружинное кольцо; 17 — подшипник качения; 18 — штуцер на одно направление; 19 — сальниковое уплотнение; А, Г, Е, Ж — каналы; Б, В — воздушные полости; Д — отверстие; С — камера заполнения солидолом.

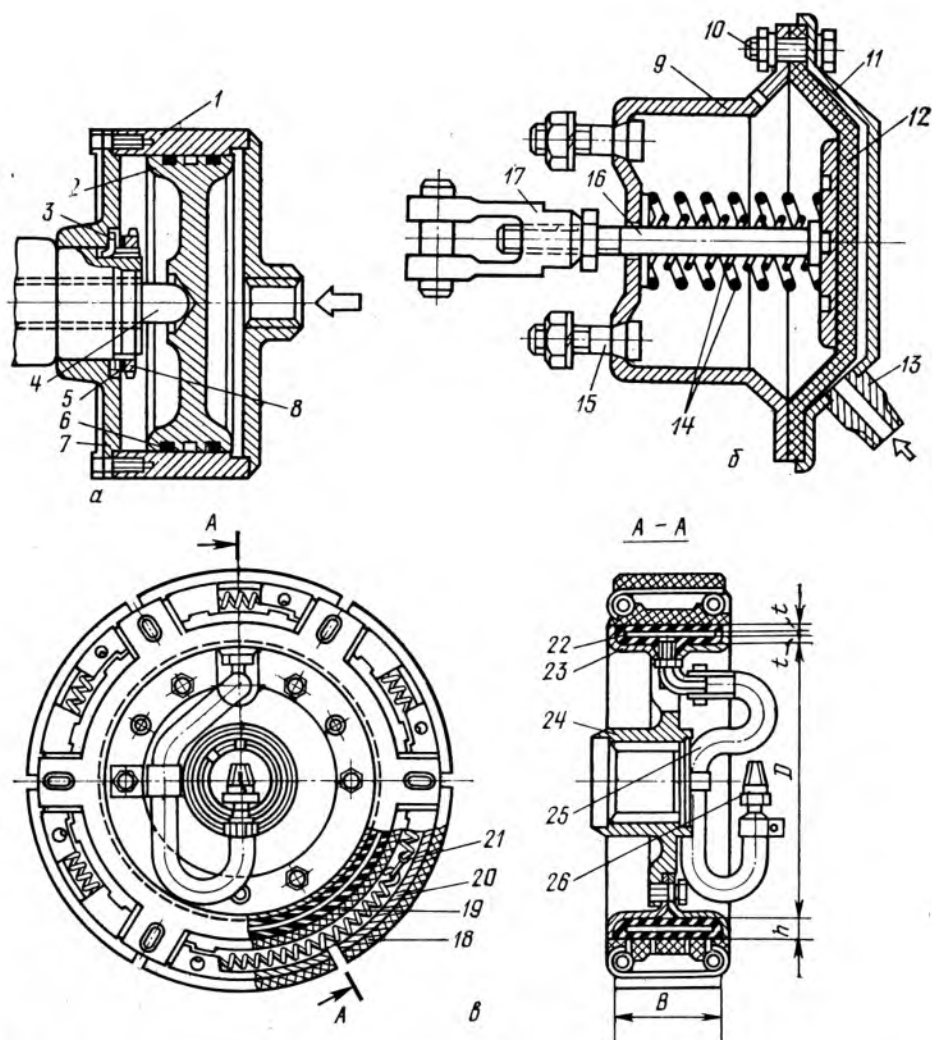


Рис. 11. Исполнительные узлы пневмоуправления:

a — пневмоцилиндр; *б* — диафрагменная пневмокамера; *в* — пневмокамерная муфта; 1 — корпус цилиндра; 2 — поршень; 3, 5 — стопорная и отгибная шайбы; 4 — толкатель; 6 — уплотнительное кольцо; 7, 11 — крышки; 8 — гайка; 9 — корпус камеры; 10, 15 — болты; 12 — диафрагма; 13 — штуцер; 14 — возвратные пружины; 16 — шток; 17 — вилка штока; 18 — фрикционная накладка; 19 — нажимная планка; 20 — колодки; 21 — пружина; 22 — пневматическая камера; 23 — обойма; 24 — ступица; 25 — рукав; 26 — штуцер.

В качестве исполнительных механизмов в пневматических системах применяют пневмоцилиндры (рис. 11, *a*), диафрагменные пневмокамеры (рис. 11, *б*) и пневмокамерные муфты (рис. 11, *в*).

Принцип работы пневмокамерной муфты заключается в том, что при подаче сжатого воздуха камера расширяется и через нажимные планки прижимает колодки с укрепленными на них фрикционными накладками к внутренней поверхности шкива, включая фрикцион. Колодки перемещаются только в радиальном направлении. Число колодок 6...10. В исходное положение они возвращаются пружинами.

Для универсальных одноковшовых экскаваторов и кранов наиболее ходовые размеры пневмокамерных муфт $D \times B \times \delta$: от $200 \times 70 \times 10$ мм до $1000 \times 150 \times 30$ мм, из них стандартными являются камеры $313 \times 115 \times 15$ мм и $278 \times 100 \times 12$ мм (D — внутренний диаметр камеры; B , δ — соответственно ширина и толщина камеры в сжатом состоянии).

3. Канатно-блочная, редукторная и механическая рычажная системы управления

Канатно-блочная система управления (рис. 12) применяется преимущественно на бульдозерах, скреперах и плавучих землесосных установках.

Эта система состоит из лебедки, редуцирующего звена и канатов с блоками. В качестве редуцирующего звена наибольшее применение нашли полиспасты.

Канатно-блочные системы просты по конструкции, удобны в эксплуатации. Недостатки системы — громоздкость и низкий КПД.

Лебедки канатно-блочной системы управления могут управляться рычажными, гидравлическими или пневматическими системами.

Редукторная система управления находит ограниченное применение преимущественно на автогрейдерх, грейдер-элеваторах и других машинах.

Принципиальная схема редукторной системы управления от основного двигателя машины показана на рисунке 13. Роль реверса выполняет раздаточный редуктор.

Наибольшее распространение получили передачи с червячными самодормозящими редукторами, обеспечивающими установочное положение рабочему органу без дополнительных фиксирующих устройств. В редукторных системах с приводом от двигателя внутреннего сгорания предусматривают предохранительные устройства, ограничивающие передачу мощности к исполнительным органам.

Механическая рычажная система управления применяется преимущественно на машинах малой мощности и для управления вспомогательными операциями на других машинах.

Механическая рычажная система управления проста в эксплуатации, но требует больших усилий для управления, приводящих к утомляемости оператора. Наличие тяг, рычагов, шарниров приводит к большой величине «мертвого хода» и обуславливает частые регулировки для обеспечения расчетного хода рычагов и педалей.

Для снижения усилий на рычагах или педалях применяют механические усилители (сервомеханизмы).

Механическая рычажная система управления вытесняется более прогрессивными — гидравлическими, пневматическими и электрическими системами управления.

4. Электрические системы управления

Эти системы управления применяют преимущественно в машинах с электрическим и дизель-электрическим приводами. Они позволяют использовать автоматику и блокировку. Управление электроприводов

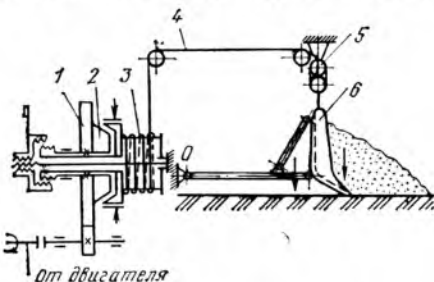


Рис. 12. Схема канатно-блочной системы управления:

1 — зубчатая передача; 2 — коническая муфта включения; 3 — барабан; 4 — канат; 5 — подъемный полиспаст; 6 — отвал бульдозера.

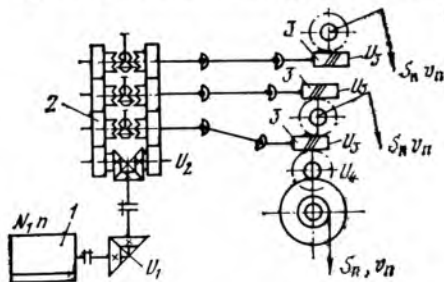


Рис. 13. Схема редукторной механической системы управления:

1 — основной двигатель; 2 — раздаточный реверсивный редуктор; 3 — червячные передачи.

заключается в пуске и остановке электродвигателей, их реверсировании, изменении частоты вращения.

Системы пуска электродвигателей зависят от их мощности и конструкции. Электродвигатели небольшой мощности (до 15 кВт) включают обычно с помощью контроллеров (двигатели с контактными кольцами) или магнитных пускателей, большой мощности — с помощью магнитных станций — контакторов, управляемых вспомогательными контроллерами (командоаппараты).

Тормозами, муфтами, фрикционами управляют с помощью электромагнитов. Для ограничения хода отдельных механизмов применяют конечные выключатели, автоматически отключающие двигатель соответствующего механизма при крайних положениях его рабочего органа.

5. Комбинированные системы управления

Электрогидравлические и электропневматические системы управления отличаются от гидравлических и пневматических тем, что золотниковые или клапанные распределители устанавливают обычно непосредственно у исполнительного механизма, а управление ими осуществляется с помощью электромагнитов. На пульт управления выносят кнопки управления электрическими цепями электромагнитов. Это позволяет сократить длину гидро- и воздухопроводов и применить при необходимости дистанционное управление машиной. Облегчается также автоматизация таких машин.

6. Автоматизация систем управления

Автоматизация — одно из основных направлений развития и совершенствования строительных машин с целью повышения производительности, качества (точности) выполняемых работ и улучшения условий труда оператора.

Особенности построения систем автоматического управления (САУ) строительными машинами определяются назначением машин, условиями их эксплуатации (например, характеристиками грунта), конструктивными характеристиками, степенью устойчивости основных рабочих операций, преимущественным режимом работы. Рабочие операции, составляющие основу технологического процесса машины, могут выполняться циклично или непрерывно. Они связаны с перемещением рабочих органов, движением самой машины, оптимизацией в целом технологического процесса. Исходя из этого, системы управления строительными машинами строят с использованием автоматических систем регулирования (АСР): траекторий рабочих органов, траекторий движения (курса), силового режима, скоростного режима рабочих органов и автоматических систем оптимизации (АСО) технологических процессов строительных машин.

Автоматические системы регулирования траекторий рабочих органов в большинстве случаев можно свести к автоматическим системам стабилизации (АСС) положения рабочих органов в пространстве независимо от действующих возмущений, связанных в основном с колебаниями корпуса машины. Автоматические системы регулирования другого типа изменяют положение рабочего органа в пространстве, стабилизируя мощность двигателя, тяговое усилие или производительность машины посредством регулирования независимого параметра — толщины срезаемой стружки, и их следует отнести к АСР силового режима или АСО.

Автоматические системы регулирования движения (курса) стабилизируют курс или по программе управляют курсом машины посредством внешних копирных направляющих или автономных (самоориентирующихся) устройств.

Автоматические системы регулирования силового режима регулируют частоту вращения двигателя машины, степень их загрузки. При выполнении рабочего процесса оптимальный режим двигателя строительной машины — режим его работы на предельной регуляторной ветви характеристики. Поэтому АСР должны оптимизировать загрузку двигателя.

Автоматические системы регулирования скоростного режима и силового режима машины частично могут быть связаны друг с другом, но в случае применения регулируемых трансмиссий, как правило, АСР скоростного режима являются независимыми от АСР силового режима. Автоматические системы регулирования скоростного режима базируются на использовании гидромеханических (гидродинамических), электромеханических, электрогидродинамических трансмиссий.

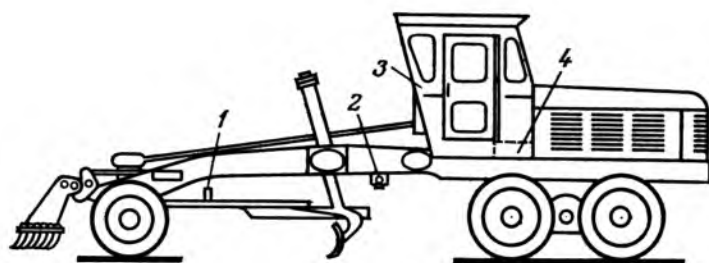
Автоматические системы регулирования скоростного режима рабочих органов строительных машин обеспечивают рациональное регулирование скорости движения рабочих органов при выполнении операций и базируются на применении, как правило, индивидуального привода (электро-, гидропривода).

Автоматические системы стабилизации (АСС) положения рабочих органов производят серийно для автогрейдеров («Профиль-1» — стабилизация угла наклона отвала в поперечной плоскости и «Профиль-2» — стабилизация угла наклона отвала в поперечной плоскости и положения отвала по высоте), бульдозеров («Автоплан-1» — стабилизация углового положения толкающего бруса отвала в продольной плоскости и «Автоплан-2» — стабилизация положения бруса и защита двигателя от перегрузки), скреперов («Стабилоплан-1» — стабилизация углового положения тяговой рамы в продольной плоскости), асфальтоукладчиков («Стабилослой-1», «Стабилослой-2»). Начат выпуск АСС второго поколения на бесконтактных элементах (соответственно в обозначениях добавлен 0, например, «Профиль-10», «Профиль-20»).

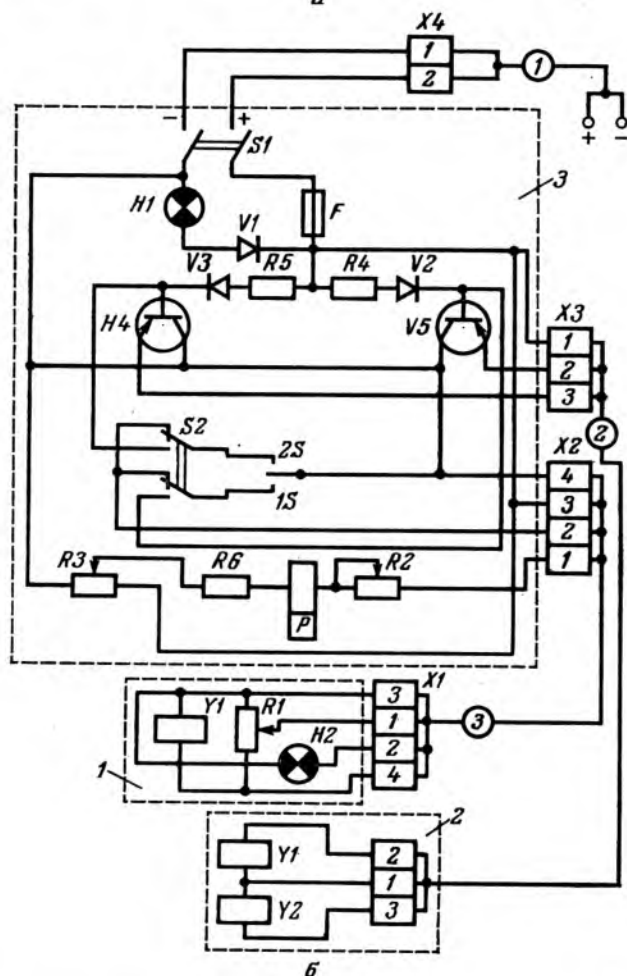
Указанные системы комплектуют из унифицированных датчиков углового положения (ДУП), щуповых датчиков (ДЩ), аппаратуры (блоки управления, пульта управления, блоки перегрузки), направляющих и копирных устройств (устройства для натяжения проволоки, копир-колеса, лыжи, устройства с использованием лазера), входящих в состав агрегатированного комплекса аппаратуры «АКА—Дормаш». На базе этого комплекса в выше рассмотренных АСС реализуют автономный, копирный и комбинированный способы управления. Автономный способ базируется на контроле положения рабочего органа с помощью специального датчика углового положения, в качестве которого используется маятниковый датчик углового положения ДУП (первое поколение систем) или бесконтактный коромысловый датчик ДКБ (второе поколение систем). Копирный способ базируется на использовании базовой линии, создаваемой внешними направляющими (проволокой, тросом, спланированной поверхностью, модулированным световым или лазерным лучом). Комбинированный способ объединяет в себе оба вышеуказанных способа.

Функциональный состав АСС базируется на использовании двух разновидностей датчиков автономного ДУП (ДКБ) и копирного (щупового) ДЩ (ДЩБ), элементов сравнения (ЭС) потенциометрического типа, релейных усилителей (РУ), переключателей рода работ (S), электронных усилителей (ЭУ), четырех разновидностей электрогидравлических золотников (ЭГЗ) (ЗСУ-1, ЗСУ-3, ЗСУ-5, ЗСУ-8), гидравлических исполнительных механизмов (ГИМ) и вспомогательных устройств (защиты, блокировки, сигнализации).

Автономная АСС «Профиль-1» располагается на автогрейdere (рис. 14, а). Она включается при толщине стружки менее 7 см. Принципиальная электрическая схема этой системы представлена на рисунке



а



б

Рис. 14. Схема автоматической системы стабилизации положения рабочих органов «Профиль-1»:

а — расположение на автогрейдере; б — электрическая система; 1 — датчик углового положения ДУП; 2 — электрогидравлический золотник ЗСУ-5; 3 — блок управления; 4 — аккумулятор.

14, 6 (электрические схемы систем «Автоплан-1» и «Стабилоплан-1» отличаются незначительно).

Автоматические системы стабилизации рабочих органов со световым копиром (ПУЛ) основаны на том, что в качестве копира используется модулированный двумя частотами (1 000 и 900 Гц) световой луч с явно выраженной границей раздела модулирующих частот в виде горизонтальной плоскости, проходящей через ось луча. Фотоприемник, устанавливаемый на рабочем органе, представляет корпус с объективом, в фокальной плоскости которого помещен фотодиод, служащий из-

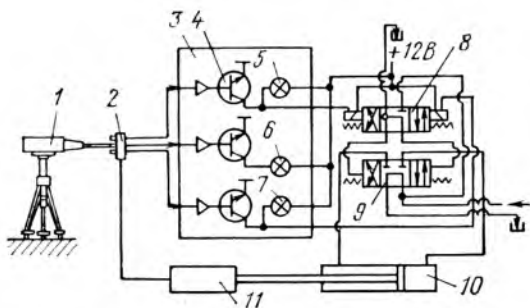


Рис. 15. Функциональная схема лазерной системы:

1 — светоизлучатель; 2 — ГФЧ; 3 — БВК; 4 — транзисторные ключи; 5, 6, 7 — сигнальные лампы соответственно «вниз», «норма», «вверх»; 8 — электрогидрозолотник; 9 — гидроусилитель; 10 — гидроцилиндр; 11 — рабочий орган.

положение, когда фокальная плоскость фотоприемника попадет в равносигнальную зону луча (на границу раздела модулирующих частот). Приборы ПУЛ обеспечивают точность ± 3 см на расстояниях 500 м при рабочей скорости машины до 5 км/ч.

Системы ПУЛ начали заменять лазерными координатными системами. Эти системы обладают высокой защитой от помех, что определяется большой плотностью энергии, высокой направленностью и монохроматичностью. В качестве излучателей применяются обычно гелий-неоновые лазеры. Точность задания опорной поверхности ± 5 мм на длине 100 м.

Функциональная схема лазерной системы стабилизации рабочего органа представлена на рисунке 15. Светоизлучатель 1 формирует модулированный луч в виде веерообразной плоскости, параллельной плоскости строящегося сооружения (например, дна траншеи), обеспечивая управление положением рабочего органа при некотором возможном отклонении курса машины от заданного направления. На рабочем органе установлена фоточувствительная головка (ГФЧ) 2, которая с помощью трех фотодиодов и усилителей преобразует лазерное излучение в электрические сигналы. Блок выработки команд (БВК) 3 по этим сигналам формирует команды, управляющие электрогидрозолотником.

Положение, когда центральный фотодиод находится в плоскости лазерного излучения, соответствует требуемому положению рабочего органа. В этом случае БВК формирует сигнал «норма», при котором электромагниты золотника обесточены и гидроцилиндры находятся в запертом положении. При отклонении рабочего органа от заданного положения ГФЧ смещается от заданной плоскости излучения и в нее попадает нижний или верхний фотодиод. В этом случае БВК формирует команды «вверх» или «вниз» и открывает соответственно нижний или верхний ключ 4, который замыкает цепь соответствующего электромагнита. В результате происходит смещение плунжера золотника и рабочая жидкость от гидронасоса поступает в гидроцилиндры, которые перемещают рабочий орган вместе с ГФЧ в сторону, противоположную первоначально возникшему смещению. Центральный фотодиод снова входит в плоскость излучения, БВК формирует сигнал «норма» и закрывает ключ. Электромагнит обесточивается, и плунжеры золотника и гидроусилителя под действием пружин возвращаются в нейтральное положение, при котором перестает поступать рабочая жидкость в гидроцилиндры, и они устанавливаются в запертое положение.

Для стабилизации положения рабочих органов нескольких одновременно работающих планировочных машин (скреперов, планировщиков и т. п.) применяют вертикально подвешенные лазерные излучатели,

мерителем световой энергии. Сигнал фотодиода после усиления подается на избирательный усилитель, где разделяется на два канала в соответствии с частотами модуляции. Сигнал каждой частоты после усиления по напряжению и мощности подается в блок сравнения, на выходе которого стоит поляризованное реле, включающее промежуточные реле.

Промежуточные реле управляют электромагнитами золотника исполнительного гидроцилиндра, перемещающего рабочий орган в

в которых луч развертывается с помощью вращающегося с регулируемой частотой (до 10 с^{-1}) отражателя в горизонтальную (или другую с требуемым уклоном) световую плоскость.

Глава IV. ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Ходовое оборудование машин состоит из нижней рамы и движителей, основные задачи которых воспринять нагрузки от сил тяжести и внешних воздействий со стороны обрабатываемой среды на рабочий орган, передать их основанию (грунту, рельсам и др.) и передвигать машину с рабочей и транспортной скоростью. В отдельных случаях ходовое оборудование служит для технологических целей рабочего процесса, выполняя отдельные операции (подача на ковш в многоковшовых экскаваторах, реализация силы тяги в рабочем режиме землеройно-транспортных машин и т. д.).

По типу движителей различают ходовое оборудование: гусеничное, пневмоколесное, шагающее, рельсовое, жесткий колесный ход, плавающее, на лыжах, на воздушной подушке. Имеются также комбинированные типы: рельсо-гусеничное, шагающе-рельсовое и др.

Основные характеристики ходового оборудования: проходимость, мобильность, маневренность, клиренс, дифферент, углы свеса, радиусы проходимости, давление и эпюры его распределения, сцепление, буксование и др.

К ходовому оборудованию предъявляются весьма разнообразные требования, определившие типы конструкций ходовых движителей, наибольшее распространение среди которых на строительных машинах получили гусеничное и пневмоколесное, меньшее — рельсовое и шагающее, наименьшее — остальные виды.

1. Гусеничный ход

Наибольшее распространение гусеничный ход получил в экскаваторах, транспортные скорости передвижения которых не превышают $3\ldots 8\text{ км/ч}$.

Достоинства гусеничного хода: небольшое давление на грунт и относительно равномерное его распределение, отсутствие необходимости в устройстве выносных опор (аутригерах), малые радиусы поворота, возможность преодоления больших уклонов и хорошие сцепные качества, благоприятные условия для устойчивости при передвижении и работе, хорошая проходимость как по мягким, так и по твердым основаниям вследствие огибания гусеничной лентой неровностей поверхности передвижения. Гусеничный ход имеет удовлетворительную маневренность и достаточную мобильность.

Недостатки гусеничного хода: большая масса и высокая стоимость, малая скорость движения, деформация поверхности движения грунтозацепами гусеничной ленты, большое сопротивление движению, низкий КПД и быстрый абразивный износ, необходимость применения настила или сланей при работе на слабых грунтах.

По типу опорных роликов гусеницы разделяют на многоопорные (рис. 16, а) и малоопорные (отношение шага опорных катков к шагу гусеничных звеньев больше двух; один каток выполняет роль опорного и поддерживающего катка, одновременно касаясь ведущей и ведомой ветвей гусеничной ленты) (рис. 16, б); по приспособляемости к неровностям поверхности передвижения — на жесткие (рис. 16, а) и мягкие (рис. 16, в). Многоопорные гусеницы применяют преимущественно при работе в мягких грунтах, малоопорные — при работе в твердых грунтах и в грунтах с большим количеством каменных включений. При-

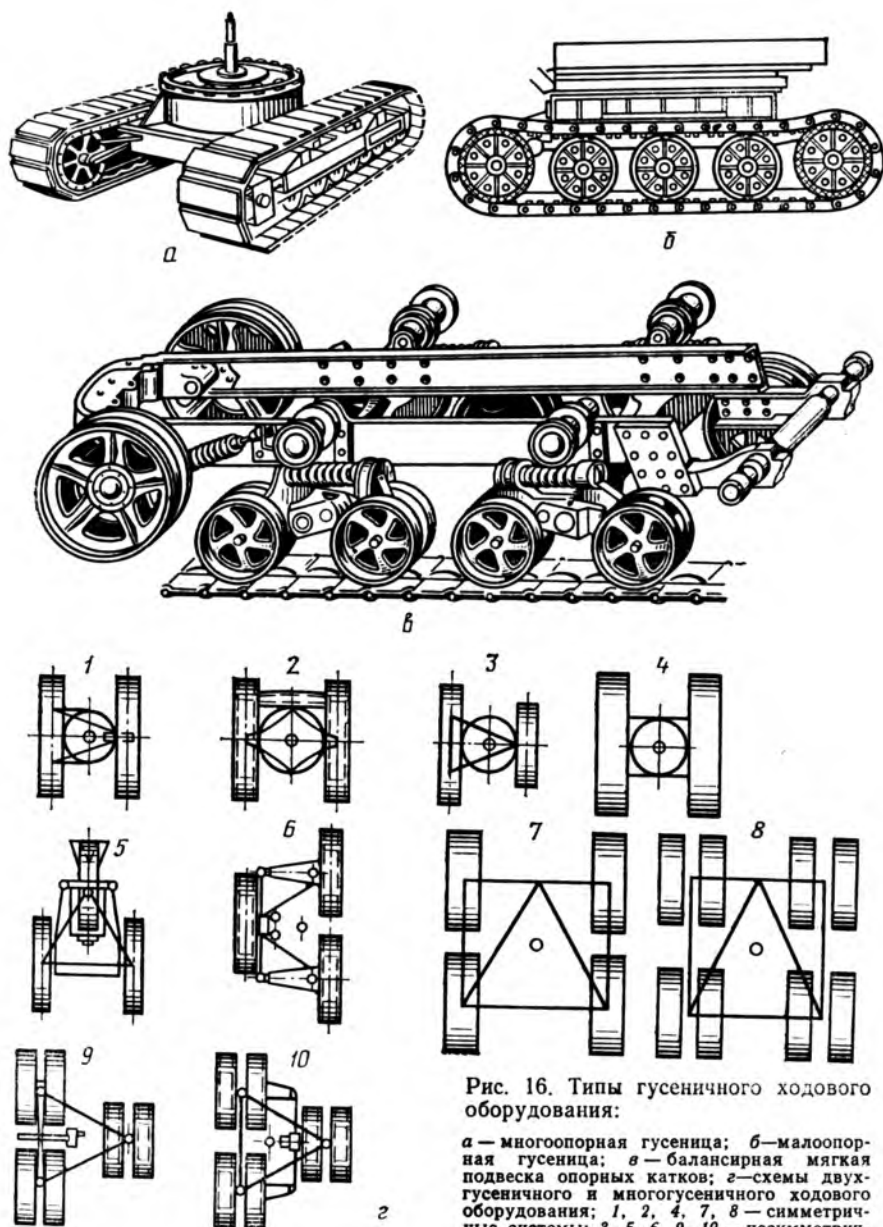


Рис. 16. Типы гусеничного ходового оборудования:

а — многоопорная гусеница; б — малоопорная гусеница; в — балансирующая мягкая подвеска опорных катков; г — схемы двухгусеничного и многогусеничного ходового оборудования; 1, 2, 4, 7, 8 — симметричные системы; 3, 5, 6, 9, 10 — несимметричные системы.

способляемость опорной поверхности к неровностям поверхности может достигаться применением балансирующей (рис. 16, в) или балансирующе-торсионной подвески опорных роликов. По числу гусеничных тележек гусеничный ход делят на двухгусеничный (рис. 16, а) и многогусеничный (рис. 16, г). Последний применяют на тяжелых (массой 300... 1 000 т) и сверхтяжелых (более 1 000 т) машинах.

В зависимости от числа гусениц, их группировки и способу передачи давления на ходовое оборудование в гусеничных системах применяются: статически неопределимая жесткая передача давления на ходовое оборудование, статически определимая трех-четырёхточечная опора. Статически неопределимая жесткая система имеет меньшие габариты и массу, более простое конструктивное исполнение и применяется там, где возникают значительные смещения центра давления относительно центра тяжести. Эпюры давлений в этом случае имеют яр-

ко выраженный неравномерный характер как по длине самой гусеницы, так и между гусеницами.

Многогусеничный трех — четырехточечный опорный ход в пределах каждой гусеницы (группы гусениц) имеет более равномерное распределение давлений (так как центр тяжести гусеницы всегда совпадает с центром давления) и лучшую приспособляемость к неровностям поверхности или просадке гусеничной тележки благодаря автоматически действующим гидравлическим (реже винтовым) домкратам, выравнивающим верхнюю надстройку машины.

При выборе числа опор и их расположения стремятся к получению статически определимой конструкции ходовой тележки — трехточечной опоры (рис. 16, *г*, 1, 3, 9, 10). Однако в ряде случаев из-за громоздкости и удорожания конструкции применяют четырехточечную опорную конструкцию ходовых тележек (рис. 16, *г*, 7, 8). Гусеничные системы подразделяются на симметричные и несимметричные (рис. 16, *г*). Симметричные двухгусеничные и многогусеничные системы обычно применяют на одноковшовых экскаваторах и землеройно-транспортных машинах (рис. 16, *г*, 1, 2, 4, 7, 8), а несимметричные — главным образом на многоковшовых экскаваторах, где не возникает больших смещений равнодействующей внешних сил и сил тяжести (рис. 16, *г*, 3, 5, 6, 9, 10).

Для работы машины на грунтах с низкой несущей способностью гусеничное оборудование изготавливают с увеличенной поверхностью контакта, что снижает среднее давление в 2...3 раза.

В мелиоративном строительстве наибольшее распространение получили двухгусеничные машины массой до 100 т.

Гусеничный движитель представляет гусеничную замкнутую ленту, состоящую из отдельных звеньев, шарнирно соединенных пальцами.

Зацепление гусениц с ведущими звездочками (колесами) бывает кулачковое, зубчатое и цевочное.

Гусеничные звенья изготавливают литыми, штампованными и сварными. С целью повышения износостойкости литые звенья изготавливают из износостойких и упрочненных сталей.

Конструкция гусеничного многоопорного ходового оборудования одноковшового экскаватора с индивидуальным электроприводом механизма хода приведена на рисунке 17.

Двухгусеничный многоопорный ход монтируется на жесткой раме, нагрузки на которую передаются через опорно-поворотное устройство 1. На нижней части рамы 4 устанавливаются опорные катки 3 и поддерживающие катки 7. Гусеничная лента натягивается на ведущее колесо (звездочку) 6 и ведомое натяжное (направляющее) колесо 2.

Электродвигатели хода 9 передают вращающий момент на звездочки через редукторы 8.

5. Коэффициент k_1 для основных линейных размеров двухгусеничного ходового оборудования машины массой до 100 т (Домбровский, Картвелишвили, Гальперин, 1976)

Линейные размеры (рис. 18, <i>а</i> , <i>б</i> , <i>в</i>)	Гусеничные движители	
	многоопорный	малоопорный
Ширина хода B	0,86...0,90	0,91...0,96
Длина опорной поверхности гусеницы L	1,10...1,15	1,10...1,15
Ширина звена b	0,17...0,20	0,18...0,20
Высота гусеницы h	0,30...0,36	0,32...0,38
Шаг звена t	0,07...0,09	0,08...0,10
Диаметры:		
ведомого колеса D_1	0,23...0,30	0,25...0,31
ведущего колеса D_2	0,25...0,32	0,27...0,34
опорного катка D	0,08...0,11	0,20...0,30
поддерживающего катка D_3	0,05...0,10	$D_3 = D$

Конструктивные размеры гусеничного движителя (м) определяют по уравнению регрессии:

$$l_i = k_i \sqrt[3]{m}, \quad (27)$$

где l_i — линейный размер ходового оборудования, м; k_i — коэффициент пропорциональности, определяемый по анализу выполненных конструкций (табл. 5); m — масса машины, т.

Расстояние между осями опорных катков $t_k = (1,5 \dots 1,7)t$ и толщина звена гусеницы $h_z = (0,10 \dots 0,13)t$, где t — шаг гусеничной ленты.

Ширина колеи гусеничного хода $B_1 = B - b$.

Соотношение линейных размеров гусеничного хода: для обычной модификации $L/b = 7 \dots 8$; для болотной модификации $L/b = 4,8 \dots 5,2$; для многоопорных гусениц $B/L' = 0,75 \dots 0,83$; для малоопорных гусе-

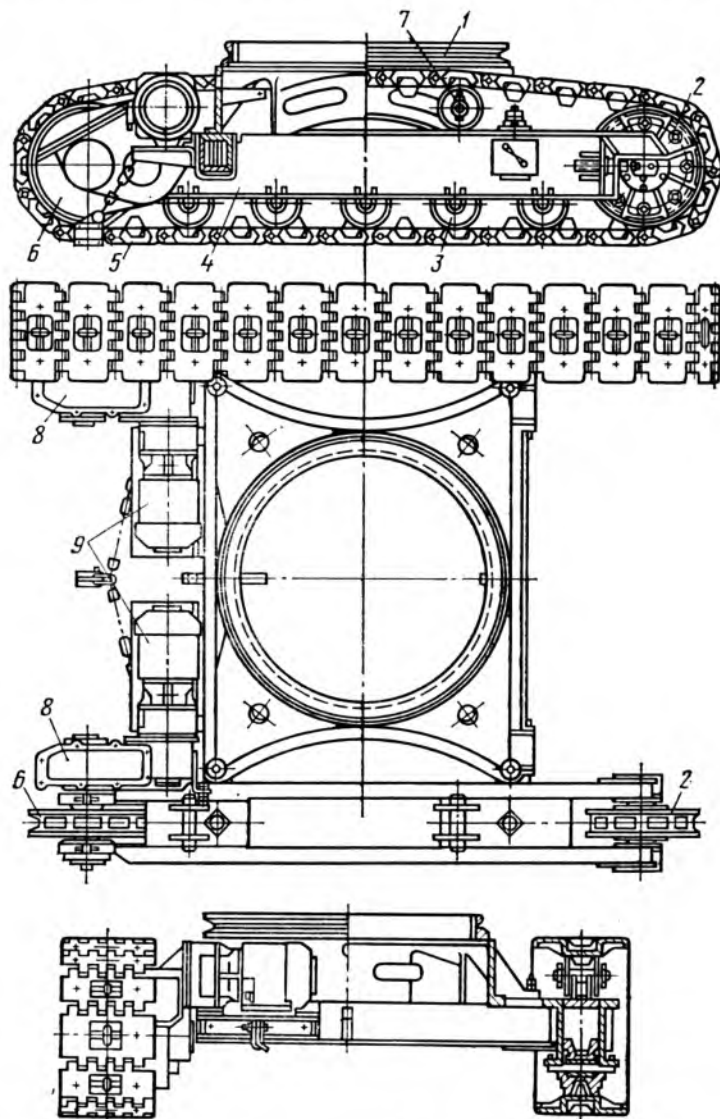


Рис. 17. Конструкция гусеничного многоопорного ходового оборудования одноковшового экскаватора:

1 — опорно-поворотное устройство; 2 — ведомое натяжное колесо; 3 — опорные катки; 4 — нижняя рама; 5 — гусеничная лента; 6 — ведущее колесо (звездочка); 7 — поддерживающие катки; 8 — редукторы; 9 — ходовые электродвигатели.

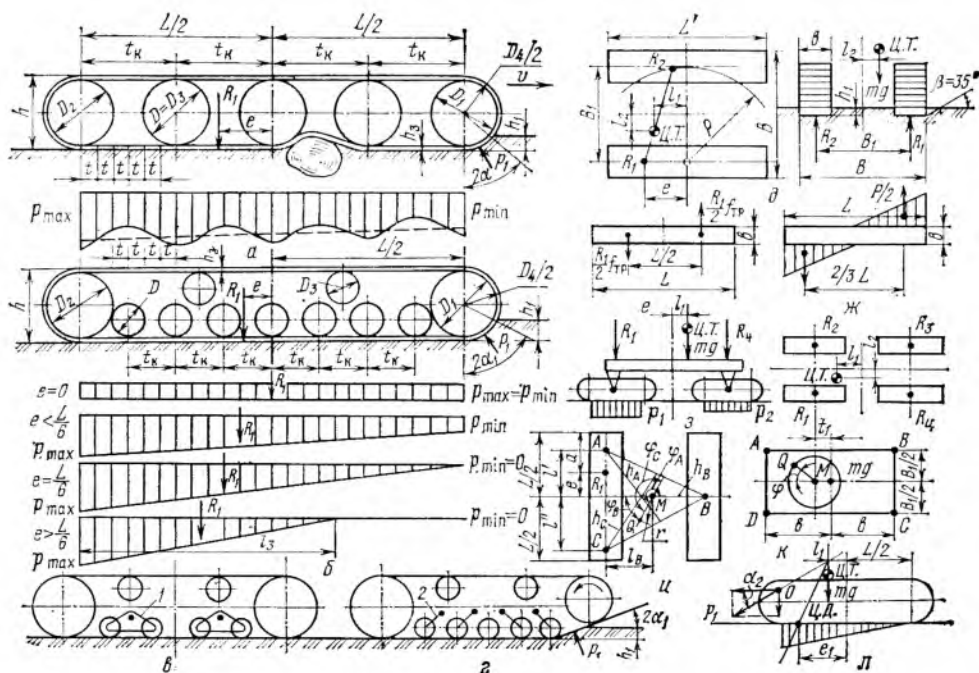


Рис. 18. Схема к расчету гусеничного ходового оборудования:

а — малоопорного; б — многоопорного (жесткого); в — многоопорного с балансируемыми каретками; г — многоопорного с торсионной подвеской опорных роликов; д — двухгусеничного; е — определение момента трения гусеницы при повороте; ж — определение момента скалывания грунта при повороте гусеницы; з — определение давления на грунт многогусеничной машины; и — определение давления трехопорной рамы; к — определение давления для четырехопорной рамы; л — определение влияния внешней нагрузки на распределение давлений; 1 — балансирующие каретки; 2 — торсионы.

ниц $B/L' = 0,8 \dots 0,9$, где L' — габаритная длина гусеничной тележки; $L' = (1,14 \dots 1,18)L$ (меньшие значения для более слабых грунтов).

Среднее давление (Н/м²) машины на грунт:

$$p = mg/(2bL) \leq [p], \quad (28)$$

где m — масса машины, кг; g — ускорение свободного падения; $g = 9,81$ м/с²; b , L — ширина и длина опорной поверхности гусеницы, м; $[p]$ — допустимое давление (табл. 6) на грунт, Н/м².

Суммарное сопротивление (Н) движению машины на гусеничном ходу:

$$\Sigma W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6, \quad (29)$$

где W_1 — внутреннее сопротивление ходового механизма и движителя; W_2 , W_3 , W_4 , W_5 , W_6 — сопротивление соответственно инерции при разгоне (трогание с места), подъему, движению по основанию и кривой (повороту), ветру.

6. Допускаемое давление на грунт $[p]$ и коэффициент сопротивления смятию p_0

Грунт и его состояние	$[p]$, Н/м ²	p_0 , Н/см ²
Плотная глина, сухие мергель и лёсс	$(11 \dots 15) \cdot 10^5$	11...13
Плотная глина средней влажности, влажные мергель и лёсс	$(8 \dots 10) \cdot 10^5$	7...10
Плотная и средняя влажная глина	$(6 \dots 7) \cdot 10^5$	5...6
Крупный песок	$(4 \dots 6) \cdot 10^5$	3...4,5
Рыхлый песок, пашня, мокрая глина	$(2 \dots 4) \cdot 10^5$	2...3
Заболоченный грунт	$(1 \dots 3) \cdot 10^4$	1,2...1,5

Внутреннее сопротивление (Н) ходового механизма:

$$W_1 = W'_1 + W'_2 + W'_3 + W'_4 + W'_5 + W'_6 + W'_7,$$

где W'_1, W'_2, W'_3 — сопротивление соответственно в подшипниках опорных катков, ведущих и ведомых колес; W'_4 — сопротивление качению опорных катков; W'_5, W'_6 — сопротивление изгибу гусеничных цепей на ведущих и ведомых колесах; W'_7 — сопротивление движению верхней части гусеничной цепи по поддерживающим каткам.

В другом виде это сопротивление (Н) можно представить так:

$$W_1 = k_1 \left[\frac{(m - m_1) g \mu d}{D} + \frac{R \mu d_1}{D_1} + \frac{0,3 S_T \mu d_2}{D_2} + \frac{2(m - m_1) g r}{D} + \right. \\ \left. + \frac{1,15 S_T \mu' d_0}{D_1} + \frac{0,3 S_T \mu' d_0}{D_2} + \frac{m_1 g (\mu d_3 + 2r)}{D_3} \right], \quad (30)$$

где k_1 — коэффициент запаса; $k_1 = 1,1$; m — масса машины, кг; m_1 — масса гусеничных звеньев, лежащих на земле, кг; g — ускорение свободного падения; $g = 9,81$ м/с²; D, D_1, D_2, D_3 — соответственно диаметры опорного катка, ведущего и ведомого колес и катка, поддерживающего верхнюю часть гусеничной цепи, см (табл. 5); d, d_1, d_2, d_3, d_0 — соответственно диаметры осей опорного катка, ведущего и ведомого колес, катка, поддерживающего верхнюю часть гусеничной цепи, а также пальца шарнира звена гусеницы, см (принимаются по прочностным расчетам); μ — коэффициент трения в подшипниках; μ' — коэффициент трения скольжения в шарнирах гусеничных звеньев; $\mu' = 0,25 \dots 0,40$; r — радиус качения опорных и поддерживающих катков по звеньям гусеницы, см; $r = 0,05 \dots 0,085$ см; при необработанных поверхностях качения и наличии грязи и земли $r = 0,10 \dots 0,15$ см; R — реакция в подшипниках ведущего колеса, Н; $R = (1,3 \dots 1,5) S_T$; S_T — максимальное тяговое усилие по мощности двигателя, Н; для гусеничных машин ориентировочно $S_T = (0,4 \dots 0,5) mg$.

Сопротивление инерции (Н) при разгоне:

$$W_2 = \beta_1 m \frac{v}{t_p}, \quad (31)$$

где β_1 — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс; $\beta_1 = 1,0 \dots 1,1$; v — скорость движения, м/с; t_p — время разгона, с; $t_p = (2 \dots 4)$ с; m — масса машины, кг.

Сопротивление (Н) при подъеме:

$$W_3 = mg \sin \alpha, \quad (32)$$

где α — наибольший угол подъема машины, град.; $\alpha = 7 \dots 10^\circ$ при $m \geq 50$ т; $\alpha = 10 \dots 25^\circ$ при $m \leq 50$ т.

Сопротивление (Н) при движении по основанию:

$$W_4 = mg f \cos \alpha, \quad (33)$$

где f — коэффициент сопротивления движению гусеничных машин, зависит от состояния поверхности движения (табл. 7).

При движении по грунтовым деформируемым основаниям W_4 (Н) может быть определено с учетом сопротивления почвы смятию силой, перпендикулярной поверхности качения:

7. Коэффициенты сцепления $\Phi_{сц}$, сопротивления движению f , трения $f_{тр}$ и сдвига грунта k_c (Ульянов, Ронинсон, Соловьев, 1976)

Поверхность	Φ _{сц}			f	
	шины		гусеничный ход	шины	
	низкого давления	высокого давления		низкого давления	высокого давления
Рыхлый грунт	0,85...0,90	0,75...0,80	0,90...1,08	0,15...0,20	0,15...0,18
Плотный грунт	0,90...0,93	0,80...0,85	0,95...1,05	0,05...0,10	0,07...0,10
Рыхлый песок	0,4...0,6	0,4...0,6	0,40...0,55	0,30...0,35	0,30...0,35
Асфальтобетонное покрытие	0,30...0,45	0,45...0,55	0,50...0,60	0,01...0,02	0,015
Цементобетонное покрытие	0,35...0,45	0,60...0,75	0,50...0,60	0,01...0,02	0,015

Поверхность	f	$f_{тр}$		$k_c, \text{ Н/см}^2$
	гусеничный ход	стали	резины	
Рыхлый грунт	0,10...0,15	0,35...0,65	0,4	2,5...10
Плотный грунт	0,08...0,10	0,5...0,8	0,5	12...15
Рыхлый песок	0,15	0,35...0,50	0,4	2,5...5,0
Асфальтобетонное покрытие	0,03	0,8...1,0	0,6	—
Цементобетонное покрытие	0,03	0,6...0,8	0,6	—

Примечания. 1. Значения приведены для грунта с влажностью, близкой к оптимальной, твердые покрытия — сухие. Давление воздуха в шинах: высокого давления — 0,5...0,7 МПа; низкого давления — не превышает 0,125...0,250 МПа; сверхнизкого давления — 0,05...0,08 МПа. 2. Специальными шпорами гусениц, грунтозацепами и цепями для колесных машин коэффициент $\Phi_{сц}$ может быть увеличен на 20...25 %; при движении по сыпучему песку, грязи и рыхлому снегу $\Phi_{сц}$ уменьшается до 0,30...0,35 для гусеничного хода, до 0,12...0,20 для шин с обычным протектором, 0,25...0,30 для шин с высоким протектором и цепями.

для гусениц с опущенным передним колесом

$$W_4 = \frac{2nbk_2^2 p^2}{3p_0} \sqrt{\frac{D_4}{D_4 - h_1}}, \quad (34)$$

для гусениц с поднятым передним колесом

$$W_4 = \frac{nbk_2^2 p^2}{2p_0}, \quad (35)$$

где n — число гусениц; $n=2$; b — ширина гусеницы, см; k_2 — коэффициент, учитывающий неравномерность соприкосновения гусеницы с грунтом; $k_2=1,0...1,5$ для многоопорной гусеницы; $k_2=1,8...2,5$ для малоопорной гусеницы; p — среднее давление машины на грунт [формула (28)], Н/см²; p_0 — коэффициент сопротивления смятию грунта, соответствующий погружению опорной поверхности площадью 1 см² на глубину 1 см (табл. 6), Н/см²; D_4 — диаметр ведущего колеса с учетом толщины звена гусеницы, см; $D_4=D_1+2h_3$; h_1 — глубина погружения гусеницы в грунт, см; p , p_0 и h_1 связаны отношением $p/p_0=h_1^{\mu_1}$; μ_1 — коэффициент смятия; приняв $\mu_1=1$ (по данным И. Х. Пигулевского) и учтя неравномерность смятия грунта под опорной поверхностью, можно вычислить

$$h_1 = (1,5...2,0) p/p_0, \quad (36)$$

Сопротивление (Н) при движении по кривой:

$$W_5 = (M_1 + M_2) \omega/v = (M_1 + M_2)/\rho, \quad (37)$$

где M_1 — момент трения гусеницы об основание, Н·м; M_2 — момент скалывающих усилий, Н·м; ω — угловая скорость поворота машины, рад/с; v — скорость движения незаторможенной гусеницы (скорость машины), м/с; ρ — радиус, описываемый наружной гусеницей, м; в действительности поворот машины происходит относительно центра тяжести машины, условно за центр поворота машины принимают середину опорной поверхности заторможенной гусеницы, поэтому $\rho=B_1$, B_1 — ширина гусеничного хода.

Момент трения (Н·м) гусеницы о основание при $L/B < 5$ (рис. 18, е):

$$M_1 = R_1 f_{тр} L/4, \quad (38)$$

где R_1 — реакция на наиболее загруженную гусеницу (рис. 18, д), Н; ориентировочно $R_1 = mg(0,5 + l_2/B_1)$; m в кг; g в м/с²; l_2 — координата центра тяжести от продольной оси машины, м; $f_{тр}$ — коэффициент трения основания о сталь (табл. 7); для болотного-торфяного грунта $f_{тр}=0,5...0,65$.

Момент трения (Н·м) гусеницы о основание при $L/b > 5$:

$$M_1 = k_3 f_{тр} pbL^2/4 = k_3 f_{тр} mgL/8, \quad (39)$$

где k_3 — поправочный коэффициент; $k_3=1,6$ при $L/b=5,75$; $k_3=1,46$ при $L/b=10,0$; p — среднее давление машины на основание [формула (28)], Н/м²; b , L в м; m в кг; g в м/с².

Приняв, что сопротивление сдвигу распределяется по длине гусеницы по закону треугольника, получим (при угле скола $\beta=35^\circ$, рис. 18, д) момент скалывающих усилий ($\text{Н}\cdot\text{м}$) (рис. 18, ж):

$$M_2 = \frac{P}{2} \cdot \frac{2}{3} L = \frac{PL}{3} \cong 0,29k_c h_1 L^2, \quad (40)$$

где P — сопротивление грунта сдвигу краями гусеницы, Н ; k_c — коэффициент сдвига грунта (табл. 7), $\text{Н}/\text{м}^2$; для болотно-торфяного грунта $k_c = (1,0 \dots 2,5) \cdot 10^4 \text{ Н}/\text{м}^2$; h_1 — глубина погружения гусеницы в грунт [формула (36)], м .

При движении машины по твердым покрытиям $M_2=0$.

Сопротивление W_6 при малых скоростях движения машин на гусеничном ходу не учитывают.

Так как одновременно все указанные сопротивления при их предельных значениях не действуют, то в расчет принимают большее из значений: максимальное сопротивление подъему при движении по прямой ($\Sigma W' = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$) или максимальное сопротивление повороту при движении по горизонтали ($\Sigma W' = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5$).

В случае если гусеничная машина агрегатируется прицепными, навесными и другими рабочими органами, совершающими производственные технологические операции во время рабочего передвижения, то суммарное сопротивление движению гусеничного хода [формула (29)] дополнится реакциями со стороны внешней среды на рабочий орган, которые условно приложим в точке O (рис. 18, л) в виде горизонтальной $P_1 \cos \alpha_2$ и вертикальной $P_1 \sin \alpha_2$ составляющих. Навесное оборудование может сместить центр тяжести базовой машины, а внешняя нагрузка — центр давления. При этом составляющие W_1 и W_4 необходимо определять с учетом дополнительной силы $P_1 \sin \alpha_2$, прибавляемой к силе тяжести машины, то есть

$$W_4 = (mg \cos \alpha + P_1 \sin \alpha_2) f.$$

Одновременно возникает новая составляющая:

$$W_7 = P_1 \cos \alpha_2.$$

Внешняя сила P_1 сместит центр давления от оси опорной поверхности на расстояние e_1 . При этом увеличится сцепная сила тяжести (Н):

$$G_{\text{сц}} = (mg \cos \alpha + P_1 \sin \alpha_2) \varphi_{\text{сц}}, \quad (41)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления гусеничного ходового оборудования (табл. 7); для болотно-торфяного грунта $\varphi_{\text{сц}} = 0,35 \dots 0,5$.

Мощность (кВт), необходимая для передвижения машины с гусеничным ходовым двигателем (при движении на подъем или по горизонтали),

$$N_{\text{двиг}} = (1,3 \dots 1,5) \Sigma W_i v_i / (10^3 \eta), \quad (42)$$

где v_i — скорость движения машины, $\text{м}/\text{с}$; при движении на подъем $v_i = (0,25 \dots 0,50) v$; v — расчетная (паспортная) скорость машины, $\text{м}/\text{с}$; η — КПД привода ходового механизма; $\eta = 0,75 \dots 0,85$; ΣW_i в Н .

Вращающий момент ($\text{Н}\cdot\text{м}$) на валу двигателя

$$M_{\text{дв}} = \Sigma W_i D_2' / (u \eta), \quad (43)$$

где D_2' — диаметр начальной окружности ведущего колеса (звездочки) ходового оборудования, м ; $D_2' = t / \sin(180^\circ/z)$; t — шаг гусеничной ленты, м ; z — число зубьев ведущей звездочки; u — передаточное число трансмиссии привода.

Подбор двигателя по внешней характеристике (рис. 1) выполняют по методике, изложенной в главе II, то есть $M_{\text{дв}} \leq M_e$, где M_e соответствует n_e для фактического значения $N_{\text{двиг}}$ [формула (42)].

При проверке по сцеплению суммарное сопротивление должно быть

$$\Sigma W_i \leq (mg \cos \alpha + P_1 \sin \alpha_2) \varphi_{\text{сц}}. \quad (44)$$

Давление машины на грунт определяется по эпюрам давлений для наиболее загруженной гусеницы. Учитывая, что, как правило, центр давления не совпадает с серединой опорной поверхности гусеницы, необходимо определять смещение e (рис. 18, а, б). Точное определение смещения e представляет задачу чрезвычайной трудности, так как необходимо учитывать упругие свойства и податливость как деформируемого основания, так и металлоконструкции самой машины.

Рассмотрим определение давлений на опоры для трехопорной (рис. 18, и) и четырехопорной (рис. 18, к) конструкции ходовой тележки.

Для трехопорной рамы положение равнодействующей всех вертикальных сил определяется окружностью радиуса r , проведенной из точки M , находящейся на расстоянии l_B от стороны AC опорного треугольника ABC .

Нагрузки на опоры A , B и C выразятся формулами:

$$\begin{aligned} A &= Q(l_A - r \cos \varphi_A)/h_A; \quad B = Q(l_B - r \cos \varphi_B)/h_B; \\ C &= Q(l_C - r \cos \varphi_C)/h_C, \end{aligned} \quad (45)$$

где Q — равнодействующая всех действующих на машину вертикальных сил; l_A , l_B , l_C — перпендикуляры из точки M на соответствующие стороны треугольника ABC ; h_A , h_B , h_C — высоты треугольника; r — радиус окружности; φ_A , φ_B , φ_C — углы между радиусом-вектором и соответствующим перпендикуляром.

Для получения максимальных нагрузок на опоры определяем производные функции углов φ по выражениям (45), тогда при $\varphi_A = \varphi_B = \varphi_C = \pi$:

$$\left. \begin{aligned} A_{\max} &= Q(l_A + r)/h_A; \\ B_{\max} &= Q(l_B + r)/h_B; \\ C_{\max} &= Q(l_C + r)/h_C. \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

Зная нагрузки A и C , находим точку приложения равнодействующей R_1 на гусеницу AC :

$$\begin{aligned} R_1 &= A + C; \\ a &= [A(L/2 - l') + C(L/2 + l'')]/R_1; \\ e &= L/2 - a, \end{aligned} \quad (47)$$

где l' , l'' — координаты расположения опор A и C относительно середины опорной поверхности.

Эпюры давления под гусеницей определяются для следующих расчетных положений (рис. 18, б):

$e = 0$, $p_{\max} = p_{\min} = R_1/(bL) \leq [p]$ — эпюра прямоугольник

$e = L/6$, $p_{\min} = 0$; $p_{\max} = 2R_1/(bL) \leq [p]$ — эпюра треугольник

$e > L/6$, $p_{\min} = 0$; $p_{\max} = 2R_1/[3b(L/2 - e)] \leq [p]$ — эпюра треугольник, но с основанием $< l_3$

$[p]$ назначают по таблице 6.

Теоретическая длина опорной поверхности:

$$\begin{aligned} l_3 &= 3(L/2 - e) < L; \\ e < L/6, \quad p_{\max} = R_1[(1 \pm 6e/L)/(bL)] \leq [p] & \text{— эпюра трапеция} \end{aligned} \quad (48)$$

Последний случай является наиболее распространенным и предпочтительным для правильных условий работы гусеницы.

В случае применения многогусеничного ходового оборудования с передачей нагрузки через середины их опорных поверхностей эпюры давления всегда будут равномерно распределенными (рис. 18, з).

Для четырехопорной рамы (рис. 18, к) давление на опоры A , B , C и D определяют из предположения, что все опоры лежат в одной плоскости и являются абсолютно жесткими, а также из допущения, что рама ходовой тележки имеет шарниры в узлах. На конструкцию действу-

ют силы: mg , приложенная в середине рамы, и Q , приложенная на расстоянии l от оси вращения точки M .

В указанной на рисунке схеме наиболее загруженной будет опора A :

$$A = 0,25 \left[mg + Q \frac{(b + t_1 + l \cos \varphi)}{b} \cdot \frac{2 \left(\frac{B_1}{2} + l \sin \varphi \right)}{B_1} \right].$$

Максимальное значение $A_{\max}$ будет при $\varphi = \varphi_0$, определяемом по ориентирующей формуле:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = B_1 / [2(b - t_1)].$$

Дальнейшие расчеты производятся аналогично расчетам трехточечной ходовой рамы.

2. Пневмоколесный ход

Пневмоколесное ходовое оборудование широко применяется на самоходных строительных машинах, к которым предъявляются повышенные требования к мобильности и маневренности, обеспечивая их перемещение как по грунтовым основаниям, так и по дорогам с различным твердым покрытием (без деформации последних) со скоростями до 60...80 км/ч.

Одновременно колеса с пневматическими шинами выполняют несколько функций: движителя, преобразующего вращательное движение ведущих колес в поступательное движение машины; поддерживающего устройства, передающего нагрузки на основание; управляющего элемента, изменяющего направление движения машины; упругой подвески, обеспечивающей плавность хода машины.

Достоинства пневмоколесного хода: высокие транспортные скорости, возможность перемещения по дорогам с различным покрытием, широкое использование унифицированных сборочных единиц и агрегатов, регулирование давления на основание путем изменения давления воздуха в шине, меньшая масса по сравнению с гусеничным ходом (на 25...35 %), большой ресурс работы и более высокий КПД.

Недостатки пневмоколесного хода: высокое давление на грунт из-за малой площади контакта, ограниченность проходимости, грузоподъемности и преодолеваемого уклона, сравнительно малый коэффициент сцепления колес с основанием.

Пневмоколесный ход преобразует вращающий момент в силу тяги машины в результате взаимодействия шины с поверхностью качения. Применяют шины низкого (0,15...0,25 МПа), сверхнизкого (0,05...0,08 МПа), реже среднего (0,3...0,4 МПа) и очень редко высокого (0,5...0,7 МПа) давления с различным рисунком протектора (обычно высоким протектором с грунтозацепами для различных грунтовых условий).

Применяют шины камерные и бескамерные, срок службы которых на 20...25 % выше благодаря повышенной прочности и лучшему теплообмену через обод колеса.

Шире начали использовать шины уширенного профиля, арочные (дающие круговой отпечаток) и пневмокотки (давление 0,01...0,05 МПа).

Важным показателем пневмоколесного ходового оборудования является его пневмоколесная формула: первая цифра — общее число всех колес, вторая цифра — число приводных колес.

Наибольшее распространение имеют колесный ход с формулой 4×2 , вездеходные машины 4×4 , реже применяются трехосные — 6×4 или 6×6 .

С целью повышения сцепных качеств на машинах применяют мотор-колеса, в которых двигатель и планетарный редуктор смонтированы

внутри колеса. Каждое колесо имеет свой двигатель, механической связи между колесами нет. Внешняя характеристика привода обеспечивает рациональную приспособляемость каждого колеса к конкретным условиям с максимальной реализацией силы тяги.

Конструкция пневмоколесного хода одноковшового экскаватора показана на рисунке 19, а. Нагрузки на колеса передаются через опорно-поворотный круг 2 и раму 4.

Как передние колеса 5, так и задние 1 являются ведущими. Вращающий момент передается через вертикальный ходовой вал 3 и коническую передачу 8 на горизонтальный ходовой вал 9, который посредством ряда зубчатых муфт соединяется с дифференциалами переднего и заднего мостов 6 и 10.

При движении по хорошей дороге передний мост можно отключать с помощью зубчатой муфты 7.

Ходовая рама 4 жестко опирается на задний мост 10 и шарнирно — на передний мост 6. При такой конструкции опор масса экскаватора равномерно распределяется между всеми колесами.

Конструкция управляемого и ведущего моста показана на рисунке 19, б. Несущим элементом моста является чулок 5, который соединен с шаровой головкой 4 посредством фланца. Нагрузки от шаровой головки через цапфу 8 и шариковый подпятник 7 передаются полкой поворотной полуоси и далее на ступицу колеса 9. К ступице крепится тормозной барабан 3. Вращающий момент передается валами 6 и 2 на ступицу, причем валы не воспринимают каких-либо изгибающих нагрузок. Вращение от вала 2 на ступицу 9 передается муфтой 10.

Суммарное сопротивление (Н) движению машины на пневмоколесном ходу определяют при двух характерных режимах — тяговом и транспортном:

$$\Sigma W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6, \quad (49)$$

где $W_1, W_2, W_3, W_4, W_5, W_6$ — сопротивления соответственно качению колес, инерции при разгоне, подъему, ветру, копанию (составляющая реакция со стороны грунта на рабочий орган), повороту.

Сопротивление (Н) качению колес:

$$W_1 = (mg \cos \alpha \pm \psi_1 W_5) f, \quad (50)$$

где m — масса машины, кг; g — ускорение свободного падения, м/с²; $g = 9,81$ м/с²; f — коэффициент сопротивления качению колес (табл. 7); α — угол наклона поверхности движения к горизонту, град.; ψ_1 — отношение нормальной составляющей грунта копания к касательной (см. главу VI).

Сопротивление (Н) инерции при разгоне:

$$W_2 = \kappa mv/t, \quad (51)$$

где κ — коэффициент учета вращающихся масс; $\kappa = 1,3 \dots 1,5$ для машин с механической трансмиссией; $\kappa = 1,2 \dots 1,3$ для машин с гидромеханической трансмиссией; v — скорость движения машины, м/с; t — время разгона, с; m в кг.

Сопротивление (Н) подъему

$$W_3 = mg \sin \alpha + W_5. \quad (52)$$

Сопротивление (Н) от ветра:

$$W_4 = k_{\text{опт}} \gamma_a S v^2, \quad (53)$$

где $k_{\text{опт}}$ — коэффициент обтекаемости, Н·с²/(кг·м); $k_{\text{опт}} = 0,6 \dots 0,7$ Н·с²/(кг·м); γ_a — плотность воздуха, кг/м³; $\gamma_a = 1$ кг/м³; S — площадь лобового сопротивления, м²; v в м/с.

В рабочем режиме $W_4 = 0$.

Сопротивление (Н) грунта копанию:

$$W_5 = kbc, \quad (54)$$

где k — удельное сопротивление грунта копанию, Н/м²; b, c — ширина и толщина разрабатываемой стружки, м.

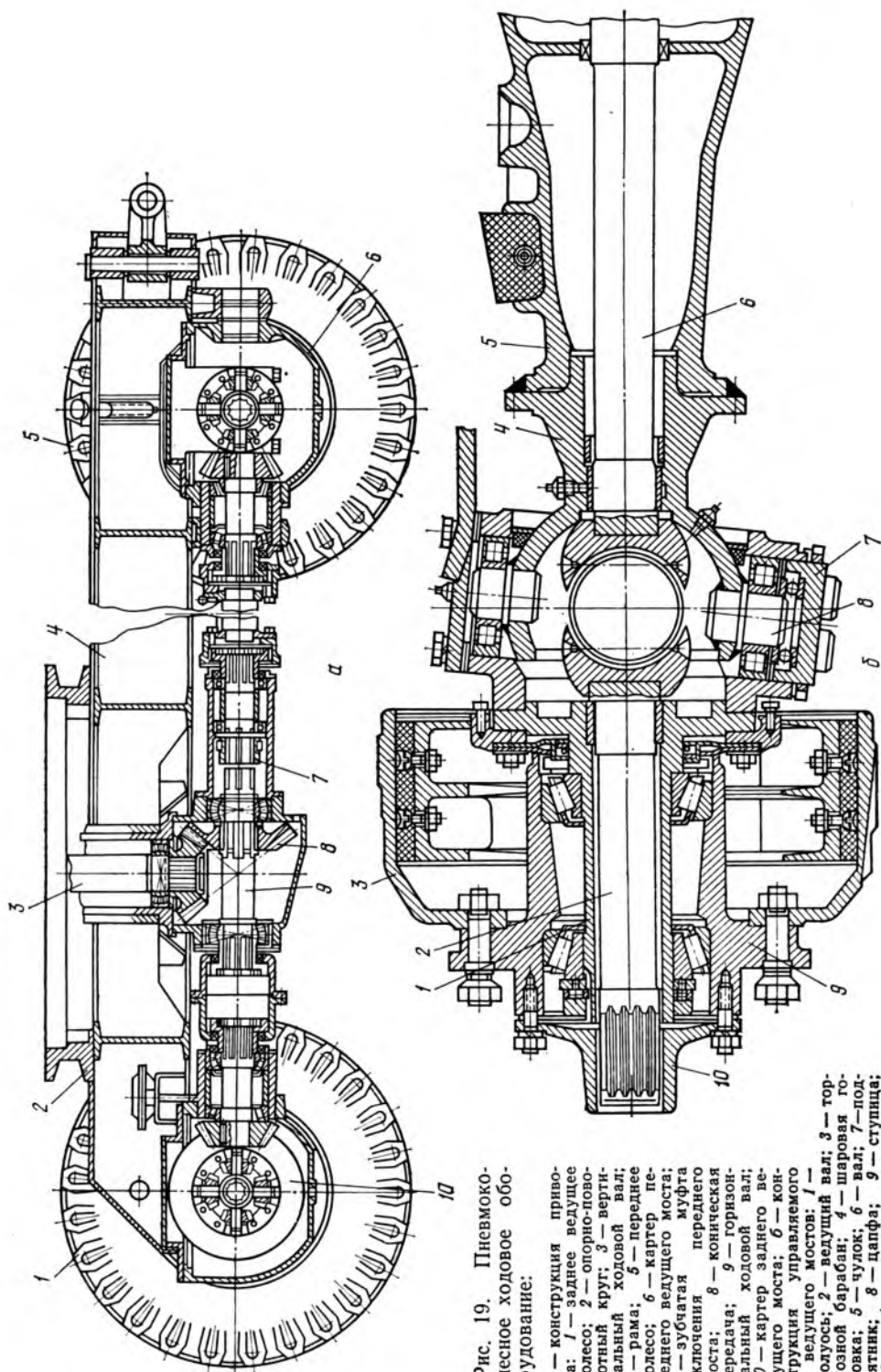


Рис. 19. Пневмоко-
лесное ходовое обо-
рудование:

а — конструкция приво-
да; 1 — заднее ведущее
колесо; 2 — опорно-пово-
ротный круг; 3 — верти-
кальный ходовой вал;
4 — рама; 5 — переднее
колесо; 6 — картер пе-
реднего ведущего моста;
7 — зубчатая муфта
включения переднего
моста; 8 — коническая
передача; 9 — горизон-
тальный ходовой вал;
10 — картер заднего ве-
дущего моста; б — кон-
струкция управляемого
и ведущего мостов; 1 —
полусось; 2 — ведущий вал; 3 — тор-
мовой барабан; 4 — шаровая го-
ловка; 5 — чулок; 6 — вал; 7 — под-
пятник; 8 — цапфа; 9 — ступица;
10 — муфта.

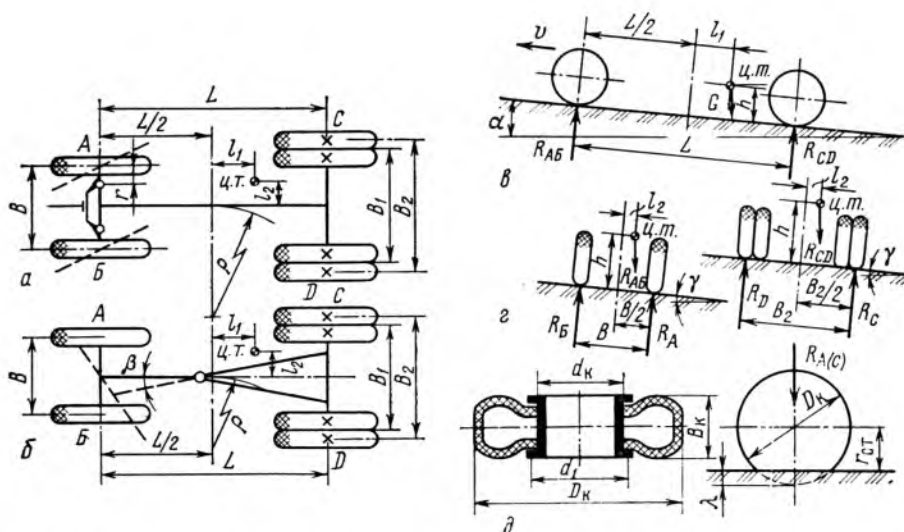


Рис. 20. Схемы к определению основных параметров пневмоколесного ходового оборудования строительных машин:

a — с рулевым управлением; *б* — шарнирно-сочлененное; *в* — определение нагрузок на оси колес; *г* — определение реакций на наиболее нагруженные колеса; *д* — параметры пневматических шин.

В транспортном режиме $W_5 = 0$.

При повороте колесных машин сопротивление повороту состоит из сил трения скольжения шин, развиваемых на их контакте с поверхностью движения, и сил сопротивления перекатывания.

В тяговом режиме при агрегатировании с рабочими органами машин в процессе взаимодействия с внешней средой (например, копание грунта) повороты запрещены, поэтому $W_6 = 0$.

В транспортном режиме сопротивление (H) повороту:

для машин с рулевым управлением (рис. 20, *a*)

$$W_6 = 2(M_1 + M_2)/\rho = 2(R_A f r + 0,5 R_A f_{\text{тр}} D_K)/\rho = 2R_A(f r + 0,5 f_{\text{тр}} D_K)/\rho; \quad (55)$$

для шарнирно-сочлененных машин (рис. 20, *б*), по данным ВНИИСтройдормаш.

$$W_6 = R_A f (0,1L + 0,6) (0,3\alpha_1^2 + 0,1\alpha_1 + 2,6)/\rho \eta_p, \quad (56)$$

где M_1, M_2 — момент от сил трения соответственно перекатыванию управляемых колес и скольжения шин по поверхности контакта, Н·м; R_A — нагрузка на управляемое колесо, Н; ρ — радиус поворота машин, м; D_K — диаметр колеса, м; f — коэффициент сопротивления перекатыванию (табл. 7); $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения скольжения шины о поверхность движения (табл. 7); при трогании с места $f_{\text{тр}} = \Phi_{\text{сц}}$; $\Phi_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления; r — радиус поворота колеса относительно шкворня, м; L — продольная база машины, м; α_1 — угол складывания, рад; $\alpha_1 = 0,4 \dots 0,6$ рад; η_p — общий КПД поворотного механизма и дифференциала; $\eta_p = 0,85 \dots 0,90$.

В рассмотренных тяговых расчетах используют коэффициенты сопротивления качению, скольжению, сцеплению, которые можно определять по таблице 7 или по приближенным формулам.

Коэффициент сопротивления качению (при толщине рыхлого слоя грунта $h = 0,1 \dots 0,6$ м):

$$f = 0,04 \sqrt[3]{(\rho h / D_K)^2}, \quad (57)$$

где ρ — давление воздуха в шинах, Н/см²; h — толщина рыхлого слоя грунта, см; D_K — наружный диаметр шины, см.

Коэффициент сопротивления качению для колесных машин зависит от схемы расстановки колес в плане: $f_{\text{ср}} = f$ — двухосные двухколейные машины; $f_{\text{ср}} = 0,7f$ — трехосные одноколейные машины; $f_{\text{ср}} = 0,8f$ — двухосные одноколейные машины.

8. Коэффициенты А, Б и п (по данным Н. А. Ульянова)

Состояние грунта	$\frac{\omega}{\omega_0}$	п	А	Б при давлении (МПа) в шине				
				0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Рыхлый (насыпной)	0,67	6	0,11	2,79	5,15	7,82	10,24	12,31
	1,00	6	0,12	2,97	6,58	11,13	14,74	18,10
	1,17	5	0,13	2,73	6,29	10,06	14,15	18,88
	1,33	4	0,14	2,53	6,68	11,72	19,14	24,96
Плотный (свежесрезанный)	0,67	8	0,09	1,50	2,34	2,81	3,38	3,73
	1,00	8	0,10	2,31	5,48	9,25	14,40	18,10
	1,17	6	0,12	2,56	7,76	14,79	24,47	42,18
	1,33	4	0,15	2,81	10,03	27,35	70,82	210,38

Примечание. ω — влажность грунта; ω_0 — оптимальная влажность грунта.

Коэффициент сцепления пневмоколесного движителя определяется по коэффициенту буксования:

$$\delta = (v_t - v_d)/v_t = [A\psi + B\psi^n] 100 \%, \quad (58)$$

где v_t , v_d — теоретическая и действительная скорости движения машины; А, Б, п — постоянные коэффициенты, зависящие от типа шины, рисунка протектора и влажности грунта (табл. 8); ψ — коэффициент относительной тяги; $\psi = T/R$; Т — текущая сила тяги; R — нормальная реакция на колесо.

При $\delta \rightarrow 1$ $\psi \rightarrow \psi_{сц}$, поэтому, приняв в формуле (58) $\delta = 1$, получим выражение для определения коэффициента сцепления:

$$\psi_{сц} (A + B\psi_{сц}^{n-1}) = 1. \quad (59)$$

Определив расчетный коэффициент сцепления $\psi_{сц}$, проверяют работоспособность пневмоколесного тягача:

для прицепных машин $T_{\max} = R\psi_{сц} \geq \Sigma W_i$;

для самоходных машин $P_{\max} = 2M_{дв} u\eta/D_k \leq \psi_{сц} R$,

где $T_{\max}$ — максимальная сила тяги на крюке тягача, Н; $P_{\max}$ — максимальная окружная сила на шинах ведущих колес, Н; $M_{дв}$ — вращающий момент на валу двигателя, Н·м; u — передаточное число трансмиссии привода ходовых колес; η — механический КПД силовой передачи; $\eta = 0,85$; D_k — диаметр колеса, м.

Пневмокамерные шины подбирают по ГОСТ с учетом допускаемой нагрузки и деформации шины. Деформация (см) шины (рис. 20, б):

$$\lambda = \frac{R_1(1 - \mu_1)}{\pi r \sqrt{D_k B_k}} \leq [D_k/2 - r_{ст}], \quad (60)$$

где R_1 — нормальная реакция на наиболее загруженное колесо ходового оборудования, Н; D_k , B_k — наружный диаметр и ширина профиля шины, см; $r_{ст}$ — статический радиус шины под нагрузкой, см; μ_1 — коэффициент жесткости каркаса покрышки, зависящий от расчетного давления воздуха в шине p (Н/см²):

давление p , МПа.	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
μ_1	0,6	0,5	0,4	0,32	0,25	0,20	0,15

Для ведущего пневматического колеса обязательным является проверка на условие передачи максимальной окружной силы без проворачивания покрышки относительно обода колеса:

$$[k] M_{сц} \leq M_{тр}, \quad (61)$$

где $M_{сц}$ — момент, определяющий условия сцепления шины с поверхностью качения, Н·м; $M_{сц} = R_1 \psi_{сц \max} r_{ст}$, Н·м; R в Н; $\psi_{сц \max}$ — максимальный коэффициент сцепления; $\psi_{сц \max} = 1$; $r_{ст} = D_k/2 - \lambda \approx D_k/2$, м; $[k]$ — коэффициент запаса, учитывающий неравномерное проскальзывание бортов и покрышки; $[k] = 2 \dots 3$; $M_{тр}$ — максимальный момент от сил трения между покрышкой и ободом колеса, Н·м;

$$M_{тр} = 0,25\pi p (D_k^2 - d_k^2) \mu d_1,$$

d_k — номинальный посадочный диаметр на ободе, м; d_1 — средний диаметр закраины (борта), м; $d_1 = (1,05 \dots 1,10) d_k$; μ — коэффициент трения резины по металлу; $\mu = 0,3 \dots 0,4$.

Нагрузки на наиболее нагруженные оси и колеса определяют статическим расчетом, исходя из условия равновесия машины (рис. 20, в, г).

3. Шагающий ход

Шагающее ходовое оборудование обеспечивает возможность создания очень малых давлений на грунт (до 0,025 МПа). Его применяют на машинах значительной массы (одноковшовые экскаваторы с рабочим оборудованием драглайн вместимостью более 15 м³). При шагающем оборудовании машина может перемещаться в любом направлении. Радиус поворота равен нулю, так как поворот осуществляется вращением поворотной платформы относительно нижней рамы.

Длина одного шага машины 1,5...2,3 м; скорость передвижения 0,05...0,3 км/ч; преодолеваемый уклон 7...15°.

Механизмы шагания могут быть гидравлические и механические (кривошипно-эксцентрикковые).

В процессе работы машина опирается на опорную раму, выполненную в виде круглой платформы, а при перемещении большая часть силы тяжести передается на опорные башмаки. В рабочем положении опорные башмаки подняты.

Устройство шагающего ходового оборудования с гидравлическим приводом показано на рисунке 21. Опорные башмаки 4 присоединяются к корпусу экскаватора с помощью главного 2 и вспомогательного 1 гидроцилиндров. В рабочем положении поршни всех гидроцилиндров втянуты внутрь и опорные башмаки занимают крайнее верхнее положение, а экскаватор опирается на опорный круг 3.

При передвижении опорные башмаки выдвигаются вперед и опускаются на грунт. Посредством главных цилиндров опорная рама приподнимается, а вспомогательными гидроцилиндрами смещается в сторону на величину шага. Башмаки поднимаются вверх в исходное положение, цикл передвижения на новый шаг повторяется.

Давление (Н/м²) шагающего ходового оборудования (при $e < D/8$):

$$p_{\max}^{\min} = \frac{4mg}{\pi D^2} (1 \pm 8e/D), \quad (62)$$

где D — диаметр опорного круга, м; e — эксцентриситет, м.

Недостатки шагающего ходового оборудования — малая скорость передвижения, непригодность его для машин с большим выходом равнодействующей реакции (центра давления) за ядро сечения нижней рамы.

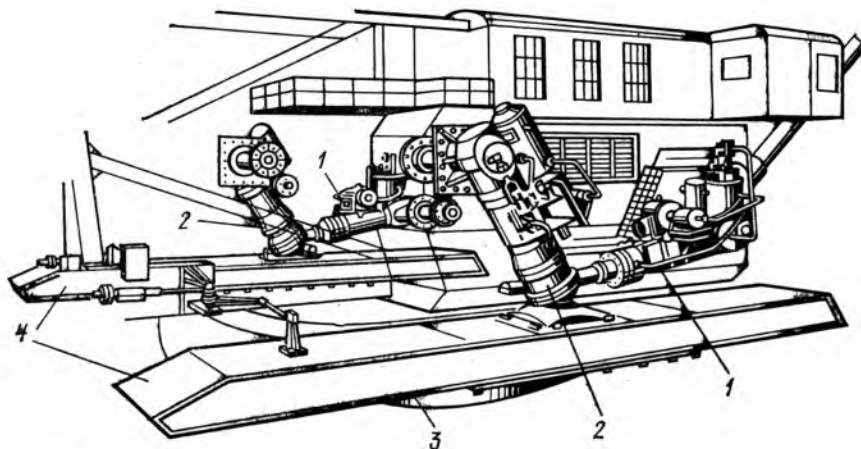


Рис. 21. Шагающее ходовое оборудование.

4. Рельсовый ход

Рельсовое ходовое оборудование по технико-эксплуатационным показателям относится к наиболее совершенному виду и применяется в машинах с ограниченной маневренностью. Основные достоинства — высокая точность хода, минимальное сопротивление передвижению, малый износ элементов хода.

Вследствие низкой маневренности находит весьма ограниченное применение: в многоковшовых цепных карьерных экскаваторах поперечного копания; в специальных машинах, осуществляющих точные отделочные операции (бетоноукладчики, профилировщики и др.). Нагрузки на колесо могут достигать 100...200 кН, давление на основание от шпал составляет до 0,2 МПа.

Параметры опорных элементов назначают, исходя из контактной прочности.

Сопротивление (Н) передвижению машины на рельсовом ходу от сил трения и качения подсчитывается по формуле:

$$W_1 = mg (2f/D + \mu d/D) \beta, \quad (63)$$

где m — масса машины, кг; g — ускорение свободного падения, м/с²; f — коэффициент сопротивления качению колес по рельсам (плечо трения качения) см; $f = 0,05...0,08$ см; μ — коэффициент трения в цапфах; d — диаметр цапфы, см; D — диаметр колеса, см; β — коэффициент ребора; $\beta = 1,05...1,5$, в зависимости от колеи рельсового хода, меньшие значения берутся для стандартных размеров железнодорожной колеи: 750 и 1524 мм.

Остальные сопротивления определяют по аналогии с пневмокольным ходом. Известны комбинированные механизмы передвижения: рельсо-гусеничный и шагающе-рельсовый.

Рельсо-гусеничный ход представляет обычную для гусеничного ходового оборудования машин больших типоразмеров балансирующую систему катков, каждый из которых имеет отдельный привод с планетарной передачей. Опоры концевых балансиров соединены с общей гусеничной рамой вертикальным шарниром, позволяющим им поворачиваться в плане на $\pm (5...10)^\circ$ к продольной оси гусеницы. Это позволяет уменьшить натяжение гусеничных цепей и снизить трение между гусеницей и грунтом при повороте.

Из-за малой надежности и большой сложности этот ход применяют только на моделях средней мощности многоковшовых цепных и роторных карьерных экскаваторов.

Шагающе-рельсовый ход применяют для крупных многоковшовых роторных карьерных экскаваторов, так как он обладает маневренностью шагающего хода. Этот ход имеет два опорно-поворотных устройства, он сложнее двухгусеничных систем, но проще многогусеничных. В сравнении с гусеничным ходовым оборудованием у этого хода меньше удельное давление на грунт, более высокая проходимость и меньшее сопротивление движению.

Недостатки шагающе-рельсового хода — цикличность действия и наличие второго опорно-поворотного устройства.

Для вспомогательных механизмов могут применяться жесткие металлические колеса и опорные лыжи.

5. Плавающий ход

Применяется в машинах, перемещаемых по воде (плавающие землесосные установки, плавающие экскаваторы, плавающие краны и др.). Основным элементом является корпус, который, кроме прочности, рассчитывают на незатопляемость и остойчивость.

Под остойчивостью понимают способность судна сохранять свое положение при рабочих нагрузках, действии ветра и волнении воды. Остойчивость проверяют в рабочем и транспортном положении. Она характеризуется изменением осадки по продольной (дифферент) и поперечной (крен) оси.

Машина на плавучем ходу удерживается в устойчивом положении силой, приложенной в точке центра тяжести вытесненного объема воды.

Глава V. ВИБРАЦИОННЫЕ И ВИБРОУДАРНЫЕ УСТРОЙСТВА

1. Общие сведения о вибрационной технике

Вибрационные машины и процессы получают все более широкое распространение в различных отраслях строительства как для интенсификации процессов взаимодействия рабочих органов машин с внешними средами, так и для осуществления производственных операций, в которых вибрация выполняет первостепенную роль.

Вибрационные машины относят к вибрационной технике, то есть совокупности методов и средств возбуждения вибрации при различных частотах, управления вибрацией, измерения, контроля ее и борьбы с вредной вибрацией (ГОСТ 18502—73 «Машины вибрационные. Термины и определения»). Вибрационная техника выполняет разнообразные функции, но объединена общностью происходящих процессов. По этой причине указанный класс машин выделен в самостоятельный и его изучение предшествует рассмотрению отдельных видов строительных машин.

Отличительным признаком вибрационных машин является то, что рабочему органу сообщается механическое колебательное движение различной частоты, интенсивности и амплитуды. Вибрация от рабочего органа передается обрабатываемой среде, самой машине и оператору, управляющему машиной. В первом случае вибрация является полезной и ее качества всемерно улучшают; в других случаях вибрация оказывает вредное воздействие на машину и оператора, от нее защищаются (вибрационная защита).

Источники вибрационных возбуждений дают синусоидальные (гармонические) колебания или несколько синхронных гармонических (коллинеарных) колебаний. Возможно получение компланарных гармонических колебаний (сложение двух прямолинейных гармонических колебаний, совершающихся параллельно одной плоскости с равными или находящимися в рациональном отношении частотами). Траектории, описываемые такими колеблющимися точками, носят названия фигур Лиссажу.

Вибрационные машины представляют динамическую систему, находящуюся в тесной связи с соприкасаемой средой. Параметрами системы являются масса и жесткость упругих элементов, характер возмущения и демпфирования и др.

Основным конструктивным элементом вибрационных машин служат источники возбуждения механических колебательных движений — вибровозбудители, то есть устройства, предназначенные для возбуждения механического колебательного движения (ГОСТ 18502—73). Вибровозбудители классифицируют по типу привода на электрические, гидравлические, пневматические и внутреннего сгорания.

В зависимости от привода и принципа возбуждения колебательных движений вибровозбудители разделяют на механические (центробежные, эксцентриковые, кулачковые и шариковые), электрические (электромагнитные, электродинамические, пьезокристаллические, магнито-стрикционные), гидравлические (автоколебательные, пульсационные,

следящие, самоуправляющиеся), пневматические (золотниковые, беззолотниковые, клапанные, роторные).

Различают также вибраторы по числу колеблющихся тел (одно-, двух-, трехмассные и т. д.), наличию ударов (вибрационные, ударно-вибрационные), соотношению частот (дорезонансные, резонансные, зарезонансные), числу вибровозбудителей (с одним, двумя и т. д.), диапазону частот (низко-, средне-, высокочастотные) и другим признакам, характеризующим конструктивные и эксплуатационные свойства вибрационных машин.

Из *механических* вибровозбудителей преимущественное распространение имеют центробежные инерционные вибровозбудители, подразделяющиеся на дебалансные и планетарные. Главные их достоинства — простота устройства и эксплуатации, низкая стоимость, доступность регулировки по амплитуде колебаний и частоте. Недостатки — малая долговечность и надежность (особенно подшипников), малая удельная мощность, повышенный шум.

Электрические вибровозбудители представляют электромеханические преобразователи, в которых электрическая энергия преобразуется в энергию механических колебаний. В строительных машинах начинают применяться магнитострикционные и электродинамические вибровозбудители.

Под действием магнитного поля в магнитострикционном материале (никель, сплав никеля с железом, сплав кобальта с железом, никель-цинковый феррит и др.) могут возникать упругие напряжения и деформации, находящиеся в прямой зависимости от квадрата напряженности поля. Магнитострикционные сердечники, соединенные жестко с рабочим инструментом, непрерывно или дискретно передают колебательное движение обрабатываемой среде, приводя ее к разрушению.

В сердечнике магнитостриктора возникают стоячие волны, а его концы совершают колебательное движение под действием переменного или пульсирующего тока, поддерживаемого в обмотках.

В электродинамических вибровозбудителях возвратно-поступательное движение рабочего органа (ударника, бойка) осуществляется под действием электромагнитных сил, возникающих в обмотках электромагнита.

Отсутствие механических передач, сравнительная простота конструкции, ее высокая надежность, возможность плавного регулирования частоты и размаха колебаний в широких пределах, использование прогрессивного вида энергии — электрической при высоком КПД (в электромагнитных молотах достигает 40...45 %) — основные достоинства электрических вибровозбудителей.

Недостатки — большая масса, высокая стоимость вследствие использования дефицитных материалов, сложность пусковой и регулирующей аппаратуры.

Гидравлические вибровозбудители используют инерционную силу потока жидкости, поочередно подаваемой в различные полости исполнительного органа. От других типов вибровозбудителей их выгодно отличают преимущества, свойственные гидроприводу: повышенная удельная мощность, малые размеры, возможность в широком диапазоне варьирования амплитудой и частотой колебаний, пониженный уровень шума. Недостатки — меньшая эффективность преобразования подводимой энергии (в сравнении с электрическими вибровозбудителями), высокая стоимость, повышенные требования к точности изготовления, монтажу и обслуживанию, зависимость эксплуатационных свойств от температуры и вязкостно-температурных характеристик применяемых рабочих жидкостей.

Гидравлические вибровозбудители преобразуют кинетическую или потенциальную энергию жидкости. Первые называют динамическими, вторые — объемными вибровозбудителями. Их исполнительные органы

могут совершать возвратно-поступательное (направленная вынужденная сила) и вращательное (ненаправленная вынуждающая сила) движение. Вынуждающие силы возникают при инерционном или кинематическом возбуждении.

Пневматические вибровозбудители преобразуют энергию сжатого воздуха (давлением 0,6...1,0 МПа) в механическое колебательное движение. Их выполняют с питанием от индивидуальных компрессоров или от централизованной пневмосети. По конструктивному исполнению наибольшее распространение имеют поршневые и ротационные пневмо(паро-) вибровозбудители. Преимущества — малые габариты, низкая стоимость, простота изготовления. Недостатки — малая мощность, ударный характер работы (резкие шумы и стуки), грубое регулирование частоты (давлением) и амплитуды (специальными ограничителями).

Область рационального применения пневматических вибровозбудителей — высокочастотные вибрационные машины, в ультразвуковой технике и акустических приборах. Эффективно их применение во взрывоопасных условиях.

Существуют также конструкции поршневых вибровозбудителей внутреннего сгорания, у которых поршень приводится в движение давлением газа, возникающим от сгорания смеси, подаваемой в цилиндр.

2. Центробежные вибровозбудители общего назначения

Они получили преимущественное распространение в различных конструкциях машин и представляют инерционные вибровозбудители с вращательным движением инерционного элемента. Центробежные вибровозбудители подразделяют на дебалансные и планетарные.

Дебалансный вибровозбудитель (рис. 22, а, б) содержит один или несколько несбалансированных роторов — дебалансов, вращающихся в подшипниках и через них передающих вынуждающую силу корпусу. Вращающий момент дебалансным валам сообщается двигателем, встроенным в корпус или находящимся вне корпуса.

Основной характеристикой дебаланса (бегунка) является статический момент ($\text{кг} \cdot \text{м}$) массы дебаланса — произведение массы дебаланса на эксцентриситет массы — радиус-вектор от оси вращения или геометрической оси беговой дорожки до центра массы инерционного элемента: mr , где m — масса дебаланса (кг), r — эксцентриситет массы (м).

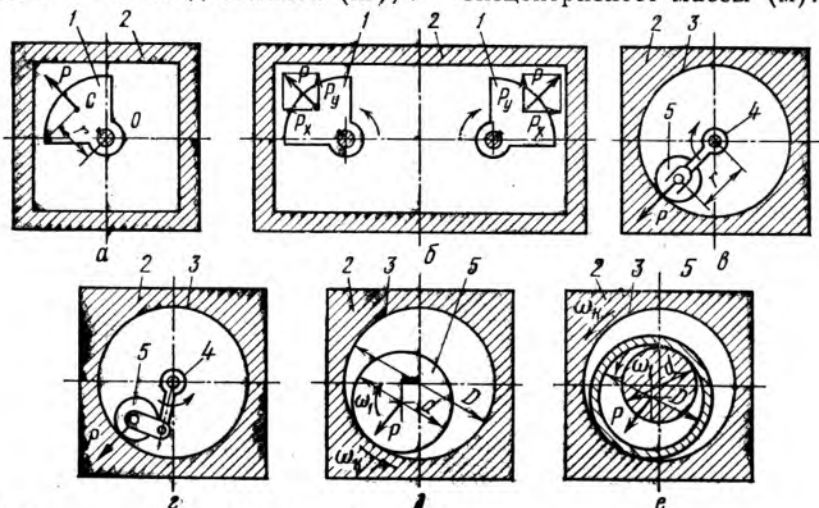


Рис. 22. Типы центробежных вибровозбудителей:

а — дебалансный одновальный кругового (ненаправленного) действия; б — дебалансный двухвальный направленного действия; в — поводково-планетарный с вилкой; г — поводково-планетарный с шарнирным рычагом; д — фрикционно-планетарный с наружной обкаткой; е — фрикционно-планетарный с внутренней обкаткой; 1 — дебаланс; 2 — корпус; 3 — беговая дорожка; 4 — поводок; 5 — бегунок.

Дебаланс может быть неуравновешен статически ($mr \neq 0$) или динамически ($mr = 0$). В последнем случае ось вращения дебаланса не совпадает с его главной центральной осью инерции. Возможна также неуравновешенность одновременно статическая и динамическая, при вращении такого дебаланса генерируются круговая сила и круговой момент. Вращение статически неуравновешенного дебаланса генерирует круговую вынуждающую силу, вращение динамически неуравновешенного дебаланса — круговой (равномерно вращающийся) вынуждающий вектор-момент, перпендикулярный к плоскости разбаланса.

Изменяя число, расположение, направление вращения и статический момент массы дебалансов, можно генерировать одночастотные вынуждающие воздействия различного назначения. Одинаковое направление вращения указывает на равномерное синусоидальное синхронное вращение дебалансов. Синхронные колебания с совпадающими фазами называют синфазными; если фазы колебаний различаются на π (180°), то колебания называют противофазными.

При проектировании дебалансов стремятся придать им такую форму, чтобы они обладали минимальными моментами инерции относительно оси вращения при максимальном статическом моменте.

Этому условию в большей степени удовлетворяют дебалансы, выполненные в виде сегмента или сектора. Дебалансы с постоянным значением статического момента называют нерегулируемыми. Изменение статического момента дебаланса может достигаться ступенчатым и плавным, статическим и динамическим регулированием.

Плавное динамическое регулирование осуществляется выдвиганием дебаланса от центра под действием центробежных сил после прохождения резонансной зоны при запуске или пружины к центру до прохождения резонансной зоны при остановке. Самовывдвигающийся дебаланс облегчает запуск обычного асинхронного короткозамкнутого электродвигателя, на валу которого он установлен. Запуск начинается при уменьшенном (иногда при очень малом, но не равном нулю) значении статического момента.

У дебалансных вибровозбудителей вынуждающая сила в первую очередь воспринимается подшипниками, работающими в тяжелых условиях и определяющими работоспособность всего вибровозбудителя. Выход подшипников из строя происходит в результате: разрушения под действием высокочастотных интенсивных ускорений сепараторов, особенно клепаной конструкции (переход на монолитные из металлических сплавов или из пластмасс сепараторы, опирающиеся на наружное кольцо); заклинивания тел вращения из-за перекосов, перегрева и загрязнения (применение подшипников качения с повышенным радиальным зазором); усталостного износа поверхностей качения из-за плохой системы смазки и неудовлетворительного качества применяемых масел (введение системы жидкостной смазки и применение особо вязких консистентных тугоплавких смазок).

Долговечность вибровозбудителя зависит от работоспособности в тяжелых вибрационных условиях электродвигателей. Применяют асинхронные короткозамкнутые электродвигатели в виброизносостойком исполнении: обмотку статора армируют стальными кольцами и полностью монолитят путем пропитки и заливки компаундом (эпоксидные смолы, твердеющие при высоких температурах и давлениях, лаки и др.), исключаящим возможное перетирание изоляции обмотки и ее выпадение из статора.

Применять фазные электродвигатели в вибровозбудителях нельзя из-за сильного искрения и пригорания щеток.

Одним из мероприятий, повышающих долговечность электродвигателей, является исключение жесткого соединения с колеблющимися или ударяющимися частями вибровозбудителей: применение демпфирующих резиновых прокладок, подрессоренных плит и других устройств.

Среди дебалансных вибровозбудителей общего назначения, выпускаемых серийно по ГОСТ 7124—69, наибольшее распространение получили вибровозбудители с встроенным трехфазным асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором, на консольных частях которого установлены дебалансы. Вибровозбудители выпускают одно-вальные с круговой вынуждающей силой (рис. 23, а), одно-вальные маятниковые (рис. 23, б) и двухвальные (рис. 23, в) с направленной вынуждающей силой.

У маятникового вибровозбудителя на консольных частях вала установлены плавно регулируемые дебалансы, которые при определенной частоте ротора двигателя выдвигаются. Корпус вибровозбудителя прикреплен к кронштейну маятниковой подставки, несущей маятниковую ось. Резиновые амортизаторы (резинометаллические втулки) позволяют вибровозбудителю совершать угловые колебания вокруг маятниковой оси и гасят горизонтальные колебания. При помощи втулок маятниковую часть вибровозбудителя можно устанавливать под требуемым углом (до 45°) к поверхности вибрируемой конструкции, к которой крепится основание.

Двухвальный вибровозбудитель (рис. 23, в) с направленной вынуждающей силой состоит из двух вибровозбудителей, объединенных в единое целое двумя жестко-упругими пластинами. Валы электродвигателей вращаются независимо и не имеют жесткой кинематической связи. Генерирование направленных колебаний осуществляется только при условии самосинхронизации вращения дебалансов, которая возможна при небольшой мощности вибровозбудителя (3...5 кВт) и наличии достаточно жесткой связи.

Дебалансные вибровозбудители имеют частоту вращения дебалансов 48 с⁻¹, мощность до 3 кВт, статический момент дебалансов 2,3...34 кг·см, вынуждающую силу до 40 кН, массу до 100 кг.

Для генерирования направленных вынуждающих сил при большой мощности вибровозбудителя необходима жесткая синхронизирующая кинематическая связь между дебалансными валами, которая обычно осуществляется карданными валами, цепными и зубчатыми передачами (рис. 24, а, б, в). Кроме жесткого крепления электродвигателя к корпусу вибровозбудителя, применяют подрессоренное крепление (в вибропогрузателях большой мощности, рис. 24, г).

Планетарные вибровозбудители (рис. 22, в, г, д, е) содержат бегунок, который обкатывается по беговой дорожке, передавая на нее ненаправленную вынуждающую центробежную силу. По способу поддержания обкатки планетарные вибровозбудители подразделяют на поводково-планетарный (рис. 22, в, г), фрикционно-планетарный (рис. 22, д, е) и зубчато-планетарный.

У поводково-планетарного вибровозбудителя обкатка бегунка по беговой дорожке поддерживается вращающимся поводком, у фрикционно-планетарного — силой сухого трения, у зубчато-планетарного — зубчатой передачей (устройство аналогично фрикционно-планетарному, но беговые дорожки имеют зубчатое зацепление бегунка с корпусом).

Планетарные вибровозбудители бывают наружной (рис. 22, д) и внутренней (рис. 22, е) обкатки, что определяется поверхностью, которой бегунок обкатывает беговую дорожку.

В планетарных вибровозбудителях при низкой частоте вращения бегунка вокруг своей оси генерируется без мультипликаторов высокая (в 5...10 раз больше низкой) частота вынуждающей силы:

$$\left. \begin{aligned} \text{для наружной обкатки } \omega_k &= \omega_1 / (D/d - 1); \\ \text{для внутренней обкатки } \omega_k &= \omega_1 / (1 - D/d), \end{aligned} \right\} \quad (64)$$

где ω_1 — угловая частота вращения бегунка вокруг своей оси; D, d — диаметры поверхностей обкатки (рис. 22, е, д).

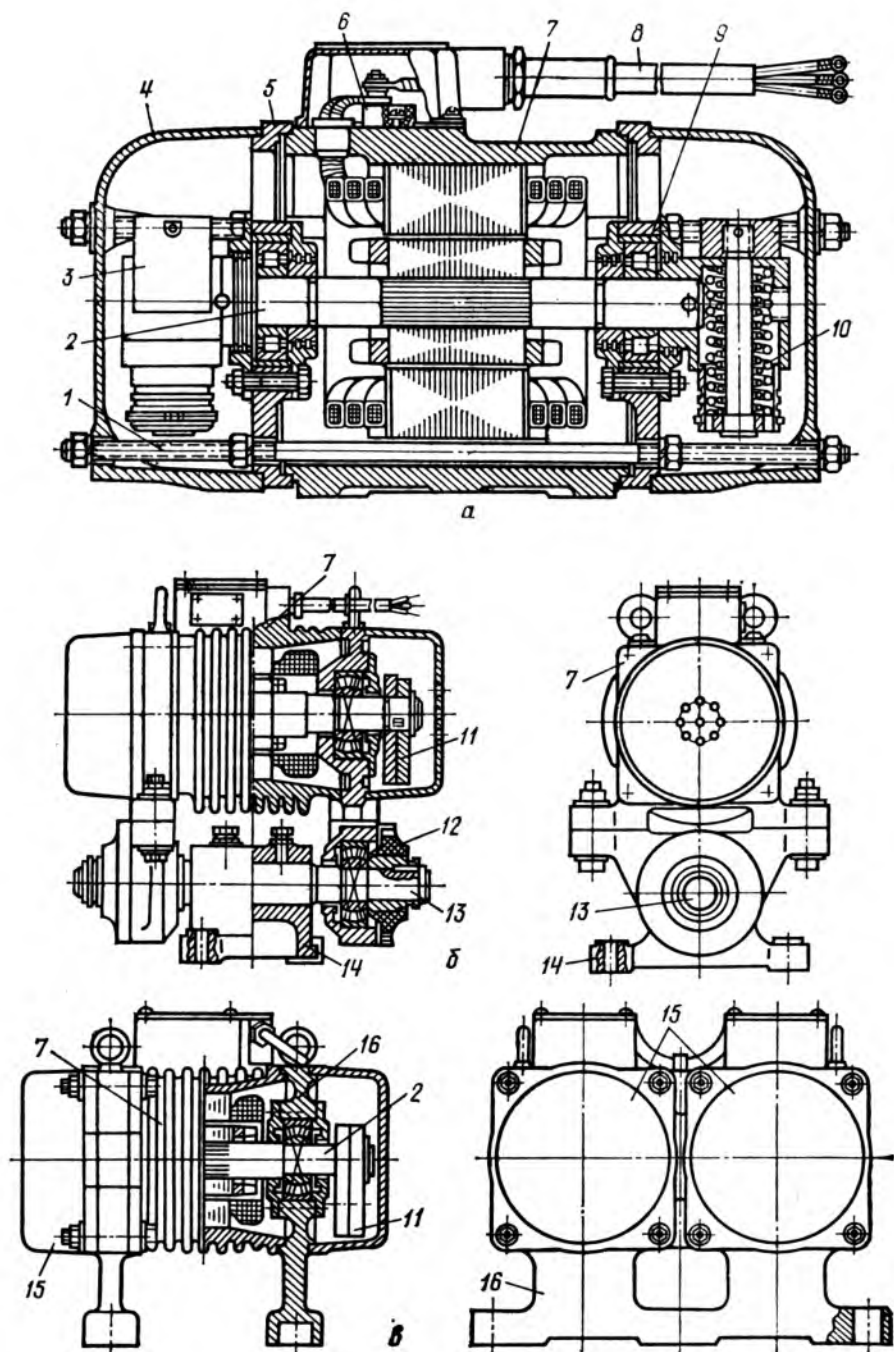


Рис. 23. Дебалансные вибровозбудители общего назначения:

а — однофазный с круговой вынуждающей силой; *б* — однофазный маятниковый с направленной вынуждающей силой; *в* — двухфазный с направленной вынуждающей силой; 1 — стяжная шпилька; 2 — вал ротора; 3 — выдвижной пружинный дебаланс; 4, 15 — крышки; 5 — щит; 6 — клеммовая колодка; 7 — корпус; 8 — выводной кабель; 9 — подшипник; 10 — пружины; 11 — раздвижной дебаланс; 12 — резиновый амортизатор; 13 — ось; 14 — маятниковая подставка; 16 — соединительные пластины.

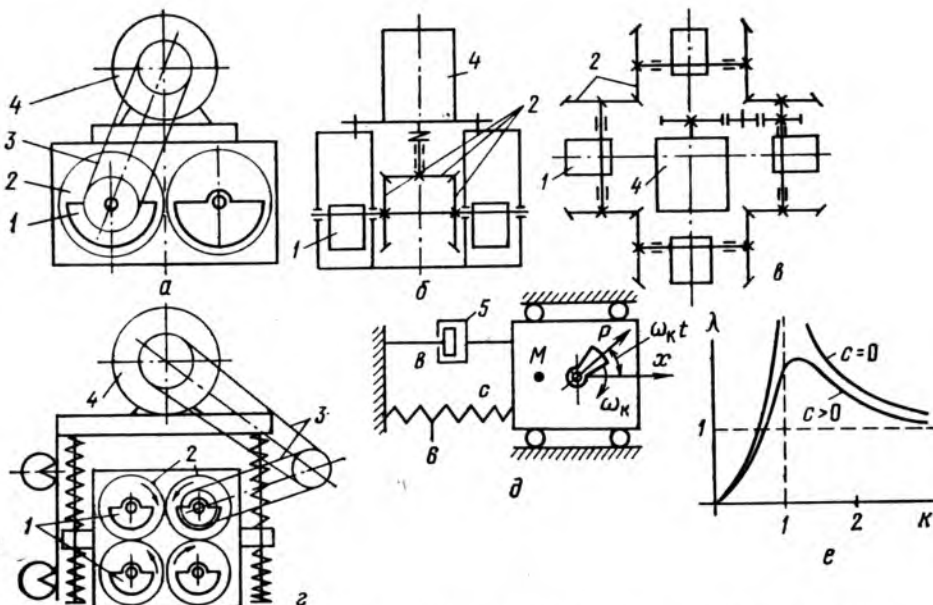


Рис. 24. Схемы вибровозбудителей с жесткой кинематической связью дебалансов:

a — двухвалный с цилиндрическими колесами; *b* — двухвалный с коническими колесами; *c* — четырехвалный с коническими колесами; *d* — дебалансный вибровозбудитель; *e* — амплитудно-частотная характеристика вибровой машины; 1 — дебалансы; 2 — синхронизирующие шестерни; 3 — цепная передача; 4 — двигатель; 5 — вязкий элемент; 6 — упругий элемент.

Планетарные вибровозбудители, кроме высокой частоты, возникающей за счет планетарного обкатывания бегунка, позволяют легко получить вторую низкую частоту, появляющуюся в результате разбалансировки самого бегунка.

Амплитудное значение вынуждающей силы (Н):

$$P = mr \omega_k^2, \quad (65)$$

где mr — статический момент массы дебаланса, кг·м; ω_k — угловая частота вращения дебаланса, рад·с⁻¹.

Максимальная средняя мощность (кВт), которая может быть реализована вибровозбудителем, является необходимым, достаточным и единственно надежным критерием (Бауман, Быховский, 1977) для выбора двигателя:

$$N = P^2 \omega_k / 4M (\omega_0^2 - \omega_b^2) 10^3, \quad (66)$$

где M — масса, вовлеченная в колебательный процесс, кг; ω_0 — собственная угловая частота при свободных колебаниях системы, рад·с⁻¹; $\omega_b = \sqrt{c/M}$; c — приведенная жесткость системы, Н/м.

Формула (66) приближенная, так как не учитывает влияния диссипативных сопротивлений на работу вибровозбудителя, которые являются нелинейными функциями скорости. Однако данное положение не снижает точности расчетов даже при сильной нелинейности диссипативных сопротивлений, если вибрационные колебания близки к гармоническим.

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний вибровозбудителя, когда к нему приложена вынуждающая сила (рис. 24, *d*), без учета потерь на трение в направляющих (идеальные связи) имеет вид:

$$M\ddot{x} + \eta\dot{x} + cx = P \cos \omega_k t, \quad (67)$$

где η — коэффициент сопротивления демпфера; c — приведенная жесткость системы.

После преобразования уравнение (67) можно написать так:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{P}{M} \cos \omega_k t, \quad (68)$$

где h — коэффициент демпфирования; $h = \eta/2M$; ω_0 — собственная частота системы; $\omega_0 = \sqrt{c/M}$.

Подставляя в уравнение (68) значение (65) и интегрируя его, получаем амплитуду колебания массы M :

$$A = \frac{mr \omega_k^2}{(M + m) \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_k^2) + 4h^2 \omega_k^2}}. \quad (69)$$

Закон движения массы M будет:

$$x = A \cos(\omega_k t - \varphi), \quad (70)$$

где φ — угол сдвига фаз; $\varphi = \arctg \frac{2h\omega_k}{\omega_0^2 - \omega_k^2}$.

Амплитуду колебания корпуса вибровозбудителя можно получить, если пренебречь силой сопротивления демпфера ($\eta=0$), рассматривая условия равновесия массы M под действием трех сил и учитывая, что при $\omega_k > \omega_0$ $\varphi = \pi$:

$$MA\omega_k^2 = cA = mr\omega_k^2,$$

откуда

$$A = mr\omega_k^2 / (M\omega_k^2 - c). \quad (71)$$

Заменяя приведенную жесткость выражением $c = M\omega_0^2$, получаем

$$A = mr\omega_k^2 / [M(\omega_k^2 - \omega_0^2)] = \lambda A_0, \quad (72)$$

где λ — динамический коэффициент усиления амплитуды;

$$\lambda = \frac{\omega_k^2}{\omega_k^2 - \omega_0^2} = \frac{(\omega_k/\omega_0)^2}{(\omega_k/\omega_0)^2 - 1} = k^2 / (k^2 - 1),$$

k — коэффициент; $k = \omega_k/\omega_0$; A_0 — амплитуда колебаний без учета влияния упругих связей и сопротивлений (амплитуда колебания в воздухе); $A_0 = mr/M$.

Для анализа строят графическую зависимость $\lambda = f(k)$, называемую амплитудно-частотной характеристикой вибрационной машины (рис. 24, з). При $k = \omega_k/\omega_0 = 1$ (резонанс системы) $\lambda \rightarrow \infty$ и $A \rightarrow \infty$ (теоретический случай при отсутствии сопротивлений); при $k < 1$ — дорезонансный режим; при $k > 1$ — зарезонансный режим. Так как на практике сопротивление колебаниям всегда существует, то в резонансном режиме амплитуда колебаний системы значительно усиливается, но имеет конечное значение. Любое увеличение статического груза уменьшает амплитуду колебания вибромассы.

3. Ударно-вибрационные машины

В указанном классе вибрационных машин колебания рабочего органа закономерно сопровождаются ударами о другие элементы машины или об обрабатываемую среду. Так как источником ударного импульса являются вынуждающие усилия, возникающие при вращательном движении инерционных элементов, то эти устройства называют вибромолотами. Их применяют для забивки свай и шпунта, разрушения мерзлых и прочных грунтов, дробления материалов и других видов работ.

Конструктивно вибромолоты выполняют по следующим схемам. Схема пружинного вибромолота с вибровозбудителем направленного действия (рис. 25, а) является распространенной, так как, подбирая

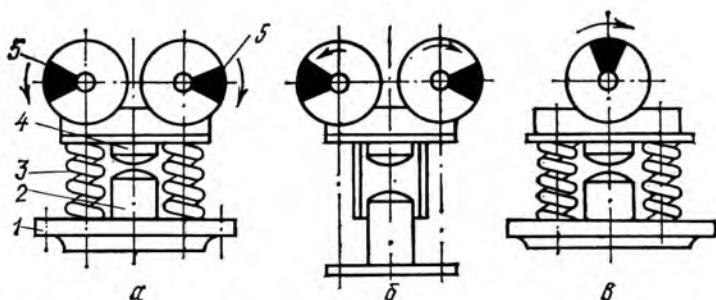


Рис. 25. Схемы вибромолотов:

а — пружинный с вибровозбудителем направленного действия; *б* — беспружинный с вибровозбудителем направленного действия; *в* — пружинный с вибровозбудителем кругового действия; 1 — массивная пластина; 2 — наковальня; 3 — пружины; 4 — боек; 5 — электродвигатели с дебалансами.

жесткость пружин и регулируя зазор между бойком и наковальней, можно осуществить настрой на резонансную работу вибромолота. В конструкции, изображенной на рисунке 25, б, под действием вынуждающих сил вибромасса поднимается над наковальней и далее падает, сообщая наковальне ударные импульсы. В пружинном вибромолоте с вибровозбудителем кругового действия (рис. 25, в) горизонтальная составляющая от вынуждающей силы воспринимается поперечной податливостью пружин.

Современные вибромолоты имеют массу до 6 000 кг, статический момент массы дебалансов 0,25...30 кг·м, частоту вынуждающей силы 10...25 с⁻¹, частоту ударов 7...15 (реже 25) с⁻¹, энергию одного удара 0,2...17 кДж.

Весьма важным показателем, характеризующим как работоспособность вибромолота, так и энергию единичного удара, является ударная скорость в момент соприкосновения бойка с наковальней. Рекомендуются, чтобы эта скорость не превышала 2,0...2,5 м/с, так как более высокое ее значение резко снижает долговечность подшипниковых узлов и вызывает усталостное разрушение элементов вибромолота (пружины, наковальня, боек и др.).

Вибромолот представляет многорежимную ударно-резонансную колебательную нелинейную систему, нуждающуюся в настройке как в начальной стадии рабочего процесса (например, внедрение инструмента в обрабатываемую среду), так и в течение всего периода работы. При этом изменяющиеся физико-механические свойства внешней среды существенно влияют на режим работы вибромолота. Установлено, что рациональной настройкой является настройка молота на нулевой или отрицательный зазор между бойком и наковальней, что достигается при соответствующих жесткостях пружин их предварительным натяжением. При этом получаются одноударные периодические движения ударной массы с периодом, равным или кратным периоду вынуждающей силы. Устойчивая работа вибромолота осуществляется при соотношении частот собственных колебаний и вынуждающих, равным 0,5; 0,25, то есть при $k=2...4$.

Настрой вибромолота характеризуется коэффициентом трансформации:

$$i = n/n_{\text{уд}} = 1; 2; 3; \dots,$$

где n — частота вращения дебалансного вала, с⁻¹; $n_{\text{уд}}$ — число ударов в 1 с.

При $i=1$ число ударов совпадает с частотой вынуждающей силы, такие колебания носят название субгармонических одноударных.

Анализ осциллограмм скоростей удара и угловой скорости дебалансов показывает, что в момент удара угловая скорость вращения дебалансных валов также почти мгновенно изменяется (мгновенный ска-

9. Приведенный коэффициент восстановления скорости R'

Соотношение масс M_1/M	Классический коэффициент восстановления скорости R		
	0,4	0,5	0,6
1	-0,30	-0,25	-0,20
2	-0,07	0,00	+0,07
4	+0,03	+0,20	+0,28

деляемый по абсолютным скоростям ударной массы; $R' = -v_1/v$; v_1 — скорость после удара; φ_0 — угол, под которым находятся дебалансы в момент удара к направлению забивки; I — момент инерции дебалансов относительно осей их вращения.

Приведенный коэффициент восстановления скорости (табл. 9) при ударе:

$$R' = \frac{RM_1/M - 1}{M_1/M + 1} = -1 \text{ до } +1 \text{ (практически от } -0,2 \text{ до } +0,2), \quad (74)$$

где R — классический коэффициент восстановления скорости по Ньютону (отношение относительной скорости соударяющихся тел после удара к относительной скорости тех же тел до удара); M — масса ударной части молота; M_1 — масса рабочего органа (наковальня и клин, наковальня и свая); с целью получения максимального КПД при передаче энергии от молота к наковальне принимают $M_1 = (1...2)M$.

Максимальная ударная скорость вибромолота при мгновенном ударе:

$$v = \frac{8mr\omega_k}{M(1-k^2)(1-R')} \approx \frac{2mr\omega_k}{M(1-R')}. \quad (75)$$

Энергия (Дж) удара:

$$A_1 = Mv^2/2 \geq A_{\min}, \quad (76)$$

где M в кг; v в м/с; $A_{\min}$ — минимальная энергия удара для проведения производственного процесса.

Максимальный размах (м) колебаний (расстояние между противоположными крайними положениями колеблющейся массы):

$$a = \beta mr/M = 2\lambda A_0, \quad (77)$$

где β — коэффициент, учитывающий возрастание размаха колебания (табл. 10); $\beta = 2\lambda$.

Суммарная жесткость (Н/м) пружин вибромолота:

$$c = k_1(\omega_k/2i)^2 M, \quad (78)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий поправку на продолжительность удара из-за смещения оптимальных ударных скоростей в сторону отрицательных зазоров; $k_1 = 1,1...1,2$; ω_k в рад/с; M в кг.

Мощность (кВт) привода вибромолота:

$$N = (1,2...1,3) \cdot 10^{-3} \eta_m^{-1} A_1 n_{уд}, \quad (79)$$

где η_m — механический КПД вибромолота; $\eta_m = 0,50...0,72$; A_1 в Дж; $n_{уд}$ в с⁻¹.

10. Коэффициент β для вибромолотов с нулевым и отрицательным зазором

Коэффициент трансформации $i = n/n_{уд}$	Нулевой зазор			Отрицательный зазор								
	$R' = 0$	$R' = 0,1$	$R' = 0,2$	$v = 0,125$			$v = 0,25$			$v = 0,50$		
				$R' = 0$	$R' = 0,1$	$R' = 0,2$	$R' = 0$	$R' = 0,1$	$R' = 0,2$	$R' = 0$	$R' = 0,1$	$R' = 0,2$
1	3,5	4,0	4,7	—	—	—	2,5	2,9	3,3	3,5	4,0	4,7
2	5,1	6,0	7,1	4,3	5,1	5,9	5,1	6,0	7,1	—	—	—
3	7,1	8,1	10,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. v — отношение частоты собственных колебаний к вынужденной; $v = \omega_0/\omega_k = k^{-1}$.

Пределы регулирования зазора для вибромолота, по данным ВНИИСтройдормаша, рекомендуется принимать: максимальный положительный зазор $a_1 = mr/M$; максимальный отрицательный зазор $b_1 = -2a_1 = -2mr/M$.

4. Виброизоляция

Защиту обслуживающего персонала, деталей и сборочных единиц машин, сооружений и других объектов от вредного воздействия вибрации называют вибрационной защитой, которая достигается виброизоляцией — установкой между источником вибрации и защищаемым объектом демпфирующего устройства (виброизолятора).

Виброизоляторы бывают активные и пассивные. Активные виброизоляторы используют дополнительную энергию для автоматической защиты объекта. В вибрационных машинах преимущественно применяют только пассивные виброизоляторы: упругие элементы, демпферы, резинофрикционные амортизаторы и др.

Для исключения профессиональных заболеваний обслуживающего персонала разработаны санитарные нормы. Эти нормы распространяются как на механизмы, с которыми оператор непосредственно соприкасается, так и на рабочее место (пол, сиденье, рабочая площадка и т. д.). Нормы устанавливают предельно допустимые значения среднеквадратичной виброскорости в октавных полосах частот на механизмах от 11 до 2800 Гц, на рабочем месте от 11 до 355 Гц и ее уровни (дБ).

Глава VI. ОСНОВЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН С ГРУНТОМ

Возрастающие объемы земляных работ требуют создания высокоэффективных и производительных машин, обеспечивающих разработку грунта любого состояния с минимальными энергетическими затратами.

Для создания таких машин необходимо знать характер взаимодействия рабочих органов с грунтом, его физические и прочностные свойства.

1. Основные физико-механические свойства грунтов

Грунт представляет при положительных температурах трехфазное дисперсное тело, основным компонентом которого являются твердые грунтовые частицы. Их прочность значительно превышает прочность связей между ними. Эти частицы, различные по своему механическому составу, образуют «скелет» грунта. Между твердыми частицами находится свободное пространство — поры, которые обычно заняты жидкой и газообразной фазами. При отрицательных температурах часть воды замерзает, цементируя твердые частицы: так образуется новое физическое состояние грунта — мерзлый грунт — четырехкомпонентное твердое тело.

Основными составляющими зернового (гранулометрического) состава грунта являются песок (образуется путем механического разрушения пород) и глина (продукт химического разрушения).

По содержанию глинистых частиц грунты подразделяют на связные (более 12 %), малосвязные (4...11 %), несвязные (менее 3 %).

Гранулометрический состав грунта принято изображать в виде кривой однородности: по оси абсцисс откладывают диаметр частиц в логарифмических координатах, по оси ординат — суммарное содержание в грунте частиц диаметром менее данного.

Грунт является гигроскопичным материалом и в естественных условиях всегда поглощает воду из паров воздуха.

Влажность грунта характеризуется содержанием воды в определенной его навеске:

$$\omega = (a - b) b^{-1} 100 \%, \quad (80)$$

где a — масса влажной пробы, кг; b — масса сухого грунта, высушенного до постоянного значения при температуре 105 °С, кг.

Различают следующие состояния воды при положительных температурах, находящейся в порах грунта (А. Ф. Лебедев): водяной пар, гигроскопическая, пленочная, капиллярная и гравитационная.

Предел текучести (граница текучести) — есть весовая влажность, выраженная в процентах ω_t , при которой в тесто, изготовленное из грунта и воды, стандартный прибор — «балансирный конус» — массой 76 г, высотой 25 мм с углом заострения 30° погружается на глубину 10 мм за 5 с (ГОСТ 5183—77).

Предел пластичности (граница раскатывания) — есть весовая влажность, выраженная в процентах ω_p , при которой тесто, изготовлен-

ное из грунта и воды, раскатывается в жгут толщиной 3 мм и начинает крошиться.

Число пластичности — есть разница между пределом текучести и пределом пластичности:

$$I = \omega_L - \omega_P. \quad (81)$$

По числу пластичности грунты подразделяют на супеси (I от 1 до 7), суглинки (I от 7 до 17), глины (I более 17).

Консистенция связных грунтов в зависимости от содержания воды может меняться в значительных пределах от твердой до текучей и количественно оценивается показателем консистенции:

$$B = (\omega - \omega_P) / (\omega_L - \omega_P), \quad (82)$$

где ω — естественная влажность грунта.

Глинистые грунты в зависимости от показателя консистенции подразделяют на грунты твердой консистенции ($B < 0$), полутвердой ($B = 0 \dots 0,25$), тугопластичной ($B = 0,25 \dots 0,50$), мягкопластичной ($B = 0,50 \dots 0,75$), текучепластичной ($B = 0,75 \dots 1,00$), текучей консистенции ($B > 1,00$).

Пористость — есть отношение объема пор к общему объему грунта в процентах. Для учета пор принят коэффициент пористости:

$$e = V_n / V_{ск} = (1 - V_{ск}^{-1}) \cdot 100\%, \quad (83)$$

где V_n , $V_{ск}$ — объем пор и скелета грунта.

Сжимаемость — характерное свойство грунтов изменять объем под действием нагрузки. Деформации грунта носят необратимый характер и являются нелинейной функцией нагрузки. По этой причине модуль деформации не является постоянным и возрастает с ее увеличением. Деформация сжатия складывается из упругих деформаций частиц, изменения их взаимного положения и расстояния между ними и других процессов. Деформирование грунтов под нагрузкой описывается компрессионной кривой — зависимость пористости от давления.

Модуль общей деформации грунта (МПа) определяют по осадке жесткого плоского штампа:

$$E = k_{ш} \sigma D / h, \quad (84)$$

где $k_{ш}$ — коэффициент, зависящий от формы штампа и коэффициент Пуассона, для исследуемого грунта; $k_{ш} = 1,1 \dots 1,25$; для квадратного штампа $k_{ш} = 1,1$; для круглого плоского штампа $k_{ш} = 0,69$ при $\mu = 0,35$; μ — коэффициент Пуассона; σ — напряжение по поверхности грунта под штампом, МПа; D , h — диаметр и осадка штампа, м.

Модуль деформации изменяется в широких пределах и для различных грунтов имеет следующие значения (МПа): крупнозернистый песок — 35...45; среднезернистый песок — 25...40; мелкозернистый песок — 15...35; очень мелкие пески, супеси — 11,5...26,0; пылеватые пески, мелкие непывеватые супеси — 7,5...22,0; суглинки, легкие и тяжелые глины — 7,0...22,0; пылевидные грунты, пылеватые супеси, суглинки, лесс — 6,0...19,0.

Плотность грунта (кг/м^3 или т/м^3) — отношение массы грунта, включая массу воды в его порах, к занимаемому этим грунтом объему:

$$\gamma = m / V, \quad (85)$$

где m — масса образца, кг или т; V — объем образца, м^3 .

Плотность грунтов, разрабатываемых землеройными машинами, находится в пределах 1,5...2,0 т/м^3 . После разработки плотность грунта уменьшается и составляет 1,2...1,6 т/м^3 .

Возможно применение термина *удельный вес* грунта (Н/м^3 , кН/м^3 и т. п.) — отношение веса грунта, включая вес воды в его порах, к занимаемому этим грунтом объему.

Плотность сухого грунта (кг/м^3 или т/м^3) — отношение массы сухого грунта, исключая массу воды в его порах, к занимаемому этим грунтом объему (включая имеющиеся в грунте поры):

$$\gamma_c = \gamma / (1 + \omega \cdot 100^{-1}). \quad (86)$$

Эта величина применяется при определении степени уплотнения грунтов и обычно находится в пределах 1,4...1,8 т/м^3 .

Наибольшую плотность грунта, полученную методом стандартного уплотнения, называют максимальной стандартной плотностью, а соответствующую ей влажность — оптимальной влажностью.

Липкость — свойство большинства пластичных грунтов при определенной влажности и малом содержании песка (супеси, суглинки, глины) прилипать к рабочим поверхностям рабочих органов, взаимодействующих с грунтом. Природа сил липкости электромолекулярная. Грунт начинает прилипать, если в нем содержится рыхлосвязанная вода (10...12 %). Липкость зависит от гранулометрического состава и влажности грунта, материала и состояния поверхности, от силы начального прижатия. Удельный коэффициент липкости грунта к стальной поверхности достигает 1...2 Н/см^2 , из-за которого на поверхности детали удерживается слой грунта толщиной до нескольких десятков сантиметров и существенно снижается эффективность работы землеройной машины. Поэтому по возможности не следует разрабатывать пластичные грунты при той влажности, когда они становятся липкими. В крайнем случае в расчетах необходимо учитывать дополнительное усилие, затрачиваемое на преодоление сопротивления налипшего грунта на рабочий орган, а в конструкции предусматривать очистители рабочих органов, транспортных лент и других устройств. Эффективное мероприятие по борьбе с налипанием грунта — применение газозооной смазки рабочего органа.

Наибольшим удельным коэффициентом липкости обладают глинистые грунты влажностью 25...28 % (при давлении начального прижатия 15 Н/см^2) для материалов: сталь необработанная — 1,0 Н/см^2 ; сталь обработанная — 2,5 Н/см^2 ; чугун обработанный — 2,9 Н/см^2 ; алюминий — 2,7 Н/см^2 ; транспортная лента — 1,2 Н/см^2 ; микропористая резина — 0,7 Н/см^2 .

Примерзаемость грунта к рабочим органам машин характеризуется переходом незамерзшей воды в приграничном слое в ледяные прослойки, цементирующие грунт с рабочей поверхностью инструмента. Примерзаемость грунта на рабочие органы землеройных и транспортных машин (ковши экскаваторов и скреперов, отвалы бульдозеров, кузова автомобилей и т. д.) вызывает большие затруднения, резко уменьшается производительность (на 15...20 %), возрастают трудовые затраты на очистку рабочих органов. На ходовом оборудовании машин она увеличивает сопротивление передвижению.

При отрицательной температуре из-за содержания в талом грунте рыхлосвязанной воды, а в мерзлом — незамерзшей воды разрабатываемый грунт также налипает на рабочий орган. За счет интенсивного теплообмена образуются цементационные связи кристаллизующейся воды. Силы сцепления возрастают в десятки и сотни раз. Примерзаемость оценивают по удельному коэффициенту смерзаемости, который зависит от состояния рабочей поверхности, теплофизических свойств грунта и поверхности, влажности, перепада температур и других параметров.

Удельный коэффициент смерзаемости достигает наибольшего значения при некоторой определенной для данного грунта влажности: 12...18 % для песка, 22...26 % для супеси и суглинка.

Зависимость удельного коэффициента смерзаемости от отрицательной температуры для стальной поверхности — линейная.

Удельный коэффициент смерзаемости (при $T = -20^\circ\text{C}$) стальной поверхности с песком крупнозернистым равен 0,24 МПа при $\omega = 10\%$ и 0,20 МПа при $\omega = 20\%$, с супесью — 0,08 МПа при $\omega = 10\%$ и 0,34 МПа при $\omega = 20\%$, с суглинком — 0,04 МПа при $\omega = 10\%$ и 0,12 МПа при $\omega = 20\%$.

Разрыхляемость — способность грунтов увеличиваться в объеме при разработке. Грунты, обладающие в массиве характером сплошной среды, в процессе разработки превращаются в кусковый или малосвязанный материал большего объема. Количественным критерием разрыхляемости грунта служит коэффициент разрыхления грунта:

$$k_p = V_p/V_n, \quad (87)$$

где V_p — объем разрыхленного грунта; V_n — объем грунта в естественном залегании.

Коэффициент разрыхления зависит от вида грунта, формы и размеров рабочего органа, параметров срезаемого слоя и значительно влияет на энергоемкость процесса разрушения грунтов.

Вследствие разрыхления увеличивается объем грунта и уменьшается его плотность и прочность. Коэффициент разрыхления грунта, соответствующий моменту разработки, больше коэффициента остаточного разрыхления, соответствующего длительному естественному самоуплотнению первоначально разрыхленного грунта.

Коэффициент k_p имеет следующие значения: песчаные грунты — 1,08...1,17; торф, растительный грунт — 1,20...1,30; суглинки — 1,14...1,28; глинистые грунты — 1,24...1,30; тяжелые глины — 1,26...1,32; хорошо взорванный грунт — 1,45; плохо взорванный грунт — 1,50; мерзлые грунты — 1,45...1,60.

Абразивность — способность грунтов изнашивать трущуюся о них поверхность. Вследствие большой твердости частиц грунта (особенно кварцевых частиц) рабочие органы, ходовое оборудование, транспортные ленты и другие сборочные единицы машин подвергаются интенсивному абразивному износу, который изменяет первоначальные форму и размеры деталей, нарушая их сопряжения и изменяя энергетические показатели разрушения. Скорость изнашивания зависит от степени абразивности материала, состояния поверхностей, давления, скорости взаимного перемещения и твердости обоих тел.

Оценка абразивности внешней среды выполняется по коэффициенту абразивности — износу металлического эталона на единицу пути. Связь между линейным износом инструмента и показателем абразивности имеет вид (по М. И. Смородину):

$$\Delta = a^n L k_1 k_2 k_3 k_4, \quad (88)$$

где a — показатель абразивности среды, мг/м; $a < 5$ мг/м — весьма малоабразивные; $a = 5...10$ мг/м — малоабразивные; $a = 10...18$ мг/м — ниже средней абразивности; $a = 18...30$ мг/м — среднеабразивные; $a = 30...45$ мг/м — выше средней абразивности; $a = 45...65$ мг/м — повышенной абразивности; $a = 65...90$ мг/м — высокоабразивные; $a > 90$ мг/м — в высшей степени абразивные среды; n — эмпирический показатель степени; k_1, k_2, k_3, k_4 — коэффициенты, учитывающие соответственно свойства инструмента, его режим работы, условия теплопередачи в зоне контакта инструмента с внешней средой и геометрию инструмента; L — путь инструмента в контакте с внешней средой.

Повышенной абразивностью обладают мерзлые грунты, в которых минеральные частицы практически неподвижны относительно друг друга из-за цементирующей способности льда.

Соппротивление внешнему трению оказывает влияние на взаимодействие рабочих органов землеройных машин с грунтом и количественно оценивается коэффициентом трения грунта о сталь (табл. 11), который зависит от влажности и вида грунта, состояния поверхности контакта и других параметров.

Коэффициент трения грунта о сталь:

$$f_c = \operatorname{tg} \varphi_c,$$

где φ_c — угол внешнего трения.

11. Коэффициент трения грунта о стальную полированную поверхность ножа

Состояние грунта	Глина	Песчаник	Песчано-глинистый	Глинистый перегной
Влажный	0,43 (0,48)	0,82 (0,79)	0,78 (0,73)	0,45 (0,52)
Сухой	0,33 (0,41)	0,38 (0,55)	0,36 (0,50)	0,35 (0,43)

Примечание. В скобках приведены значения для ржавой стальной поверхности.

Для мерзлых грунтов коэффициент трения при малых давлениях носит нестабильный характер, так как под действием внешних сил на границах контакта происходят структурные преобразования с частичным плавлением льда.

Коэффициенты трения мерзлых грунтов по стали и грунта по грунту (внутреннее трение) при температуре от минус 1° до минус 10 °С и внешнем давлении до 16 МПа в зависимости от весовой влажности приведены в таблице 12.

12. Коэффициенты трения мерзлых грунтов

Влажность, %	Сталь по грунту		Грунт по грунту	
	в покое	в движении	в покое	в движении
<i>Песок</i>				
5	0,43	0,26	0,42	0,39
10	0,43	0,26	0,52	0,44
15	0,36	0,23	0,45	0,41
17...20	0,33	0,22	0,43	0,40
<i>Суглинок</i>				
20	0,51	0,36	0,87	0,72
30	0,51	0,32	0,85	0,58
41	0,50	0,28	0,86	0,54
70	0,47	0,19	0,60	0,32
<i>Глина</i>				
20	0,54	0,45	0,66	0,52
30	0,55	0,45	0,63	0,50
48	0,51	0,36	0,67	0,41
70	0,51	0,32	0,66	0,26

Сопротивление грунта сдвигу зависит от нормального напряжения σ , угла внутреннего трения φ_r , сцепления грунта c_0 и выражается по формуле Кулона (рис. 26, а):

$$\tau = c_0 + \sigma \operatorname{tg} \varphi_r = c_0 + \sigma f_r, \quad (89)$$

где c_0 — коэффициент сцепления грунта при сдвиге; σ — нормальные напряжения; φ_r — угол внутреннего трения грунта; f_r — коэффициент трения грунта о грунт.

Формула Кулона (89) является частным случаем теории Мора: огибающая кругов Мора (представляемая прямой, параболой или в общем случае экспериментальной кривой) определяет суммарные напряжения σ и τ , при совместном действии которых происходит разрушение. Рассмотрим плоское напряженное состояние (рис. 26, б). Главные растягивающие напряжения: $\sigma_I > \sigma_{II} > 0$; $\sigma_{III} = 0$.

Напряжения, действующие на сечениях, нормаль к которым составляет с наибольшим главным напряжением угол α , определяются:

$$\sigma_\alpha = \sigma_I \cos^2 \alpha + \sigma_{II} \sin^2 \alpha;$$

$$\tau_\alpha = 0,5 (\sigma_I - \sigma_{II}) \sin 2\alpha.$$

Вычисления по этим формулам могут быть заменены простым построением круга Мора: координаты всех точек окружности определяют

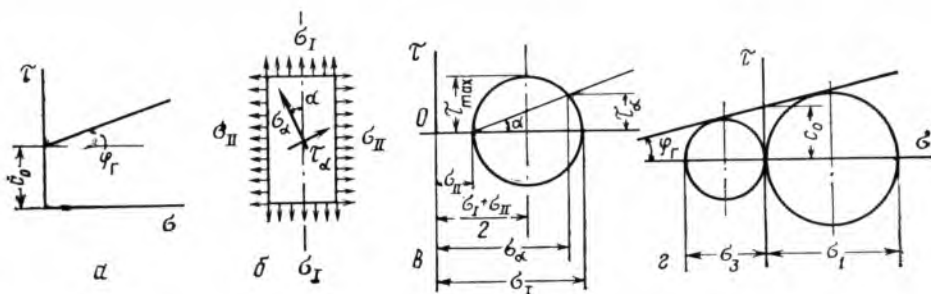


Рис. 26. Расчетные схемы к определению сопротивления грунта сдвигу:

а — графическое изображение зависимости Кулона; б — плоское напряженное состояние; в — графическое определение напряжений при помощи круга Мора; г — круги Мора для напряженного состояния при растяжении σ_3 и сжатии σ_1 и их огибающая прямая.

напряжения на площадках, нормаль к которым составляет с напряжением σ_1 угол α (рис. 26, в).

Огибающая кругов Мора ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$) выражает условие Кулона: $\tau = c_0 + \sigma \tan \varphi_g$, где c_0 — сопротивление чистому сдвигу при $\sigma_2 = 0$ (рис. 27, г).

Паспортом прочности мерзлых грунтов, как известно, называют огибающие предельных кругов напряжений (круги Мора), оценивающие разрушение материала по действующим по опасным плоскостям скольжения касательным и нормальным напряжениям. Главные напряжения σ_1 и σ_3 в любом предельном состоянии определяют из выражения:

$$(1 + \sigma_p / \sigma_{сж}) (\sigma_1 - \sigma_3) + (1 - \sigma_p / \sigma_{сж}) (\sigma_1 + \sigma_3) = \sigma_p, \quad (90)$$

где σ_p — предельное напряжение при растяжении; $\sigma_{сж}$ — предельное напряжение при сжатии; σ_1, σ_3 — главные напряжения в любом предельном состоянии.

Для получения значений σ_p и $\sigma_{сж}$ образцы подвергают испытаниям на различных прессах с различной скоростью деформирования, при этом значения временных сопротивлений элементарным деформациям называют условно-мгновенной прочностью.

Имея значения условно-мгновенной прочности на сжатие $\sigma_{сж}$ (рис. 27) и растяжение σ_p [формула (91)], можно определить сцепление c_0 и угол внутреннего трения φ_g мерзлого грунта (принимая огибающую кругов Мора прямой):

$$c_0 = 0,5 \sqrt{\sigma_{сж} \sigma_p}; \quad \varphi_g = \arcsin \frac{\sigma_{сж} - \sigma_p}{\sigma_{сж} + \sigma_p};$$

Статистическая обработка экспериментальных данных позволила аппроксимировать зависимости между отдельными показателями прочности:

$$\begin{aligned} \sigma_p &= (0,26 \dots 0,35) \sigma_{сж}; \\ \tau &= (0,5 \dots 0,6) \sigma_{сж}; \\ \sigma_{изг} &= (0,6 \dots 0,7) \sigma_{сж}; \\ c_0 &= (0,2 \dots 0,25) \sigma_{сж}; \\ E &= (120 \dots 160) \sigma_{сж}; \\ E_{дин} &= (300 \dots 430) \sigma_{сж}; \\ \sigma_{сж} &= (0,030 \dots 0,036) C_{уд}, \end{aligned} \quad (91)$$

где τ — напряжение сдвига; $E, E_{дин}$ — модуль упругости и динамический модуль упругости; $C_{уд}$ — число ударов ударника ДорНИИ (динамического плотномера).

Мерзлые грунты под нагрузкой могут разрушаться, как хрупкий или пластичный материал. Критерием хрупкости является отношение τ / σ_p . По А. Н. Зеленину, при $\tau / \sigma_p < 1$ тела пластичны, при $\tau / \sigma_p > 1$ тела

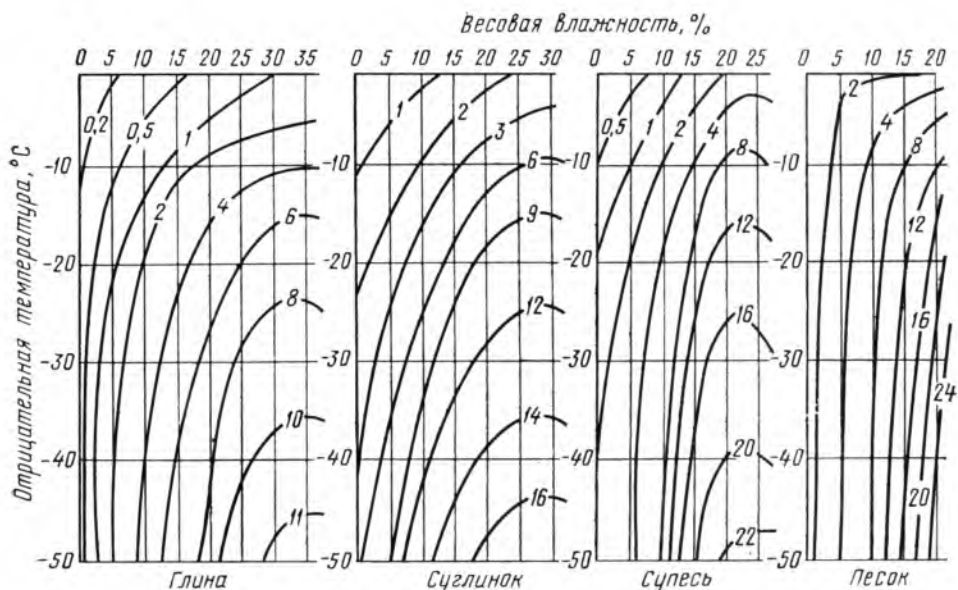


Рис. 27. Зависимости условно-мгновенной прочности мерзлых грунтов на сжатие от влажности и отрицательной температуры (цифры на кривых — прочность в МПа).

хрупки. Сравнение корреляционных зависимостей [формула (91)] показывает, что в среднем отношение τ/σ_p равно 1,8.

Угол естественного откоса грунта — угол у основания конуса разрыхленного грунта, получаемого при его отсыпке с высоты. На откосе с углом φ_0 частицы грунта будут находиться в равновесии, если

$$mg \sin \varphi_0 \leq mg f_r \cos \varphi_0 + c_0 S,$$

где m — масса частицы грунта, кг; g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; φ_0 — угол естественного откоса насыпного грунта (табл. 13); c_0 — коэффициент сцепления, Н/м^2 ; f_r — коэффициент трения грунта о грунт; S — площадь соприкосновения частицы грунта с плоскостью откоса, м^2 .

Устойчивость откоса будет обеспечена при нарушении сцепления, если

$$f_r = \tan \varphi_r \geq \tan \varphi_0.$$

Крутизна откоса может оцениваться также отношением проекций его образующей на горизонтальную и вертикальную плоскость — заложением откоса.

Сопротивление вдавливанию оценивается нагрузкой на 1 см^2 поверхности, под действием которой штамп погружается на 1 см .

В качестве оценки сопротивления грунта вдавливанию применяют показатели статического и динамического плотномера. В статическом плотномере в грунт вдавливаются стержень, клин или шарик с определенной площадью штампа под действием статической нагрузки. Динамический плотномер — ударник ДорНИИ (рис. 28, а) оценивает трудность разработки грунта по $S_{уд}$ — числу ударов, необходимому для по-

13. Угол естественного откоса насыпных грунтов, град.

Состояние грунта	Песок			Гра- вий	Галь- ка	Глина	Сугли- нок	Расте- тельный грунт	Торф	Скала и руда
	круп- ный	сред- ний	мел- кий							
Сухой	30	28	25	40	35	45	50	40	40	41
Влажный	32	35	30	40	45	35	40	35	25	41
Мокрый	27	25	20	35	25	15	30	25	15	41

гружения в грунт на глубину 10 см плоского цилиндрического штампа площадью 1 см². В стандартном приборе груз массой 2,5 кг падает с высоты 0,4 м, производя работу в 10 Дж. Соотношение масс груза и наконечника 2,8; скорость в момент удара 2,8 м/с. На слабых грунтах применяют наконечник площадью 2 см² и оценивают грунт по уменьшенному в 2 раза числу ударов.

Ударник ДорНИИ по ГОСТ 9693—67 принят в качестве экспресс-метода определения прочностных показателей грунтов при их механической разработке, так как между числом $C_{уд}$ и показателем статического плотногомера существует прямо пропорциональная зависимость (рис. 28, б), а сопротивление грунта резанию изменяется с изменением $C_{уд}$ также прямо пропорционально (рис. 28, в).

Для большинства талых грунтов А. Н. Зеленин построил графики для определения числа $C_{уд}$ в зависимости от влажности и вида грунта (рис. 28, г).

В зависимости от показателя $C_{уд}$ грунты по трудности их разработки классифицируют на категории: немерзлые (I—IV) и мерзлые (V—VIII):

категория грун- та	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
число ударов $C_{уд}$	1...4	5...8	9...15	16...35	35...70	70...140	140...280	280...560

Физико-механические свойства грунтов носят случайный характер и оцениваются средним значением и коэффициентом вариаций:

$$k_b = \sigma_x / m_x = \sqrt{D_x} / m_x,$$

где σ_x — среднеквадратическое отклонение; D_x — дисперсия; m_x — математическое ожидание.

Наименьшим коэффициентом вариации обладает плотность, наибольшим — число ударов ударника ДорНИИ. Уточнение коэффициента вариаций позволяет более объективно оценивать физико-механические свойства грунта.

Сопротивление грунта резанию (копанию), так же как и другие физико-механические свойства грунта, есть случайный процесс. Вследствие колебания силы резания коэффициент вариации нагрузки изменяется в широких пределах и составляет: $k_b = 0,10...0,15$ при резании грунтов, склонных к образованию сливной стружки; $k_b = 0,15...0,30$ при резании грунтов, склонных к образованию элементной стружки или стружки отрыва; $k_b = 0,2...0,4$ при резании мерзлых и прочных грунтов.

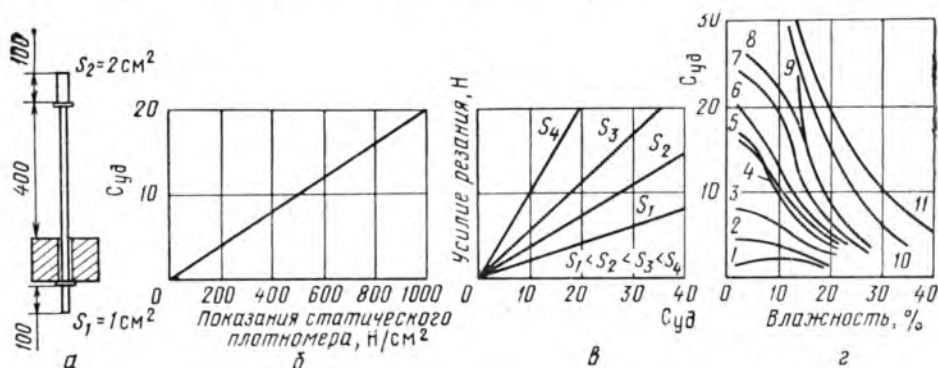


Рис. 28. Определение прочностных показателей грунта по числу ударника ДорНИИ:

а — ударник ДорНИИ; б — связь показаний статического и динамического плотномеров при площади наконечника 1 см²; в — зависимость усилия резания от числа ударов ударника ДорНИИ; г — зависимость числа $C_{уд}$ для различных грунтов от их влажности; 1 — речной песок; 2 — песок в залежи; 3, 4, 5 — легкая, средняя и тяжелая супесь; 6, 7, 8 — легкий, средний и тяжелый суглинки; 9, 10, 11 — легкая, средняя и тяжелая глина. (Размеры в мм.)

Мерзлые грунты обладают явно выраженными реологическими свойствами: изменение со временем напряжений и деформаций, проявляемыми в таких явлениях, как ползучесть (рост деформации по времени при постоянной нагрузке) и релаксация (снижение напряжений при постоянной скорости деформации).

Из-за наличия в мерзлом грунте льда и незамерзшей воды его сопротивляемость различным видам деформации при длительном воздействии резко снижается.

В зонах повышенных напряжений нарушается основной принцип механики мерзлых грунтов — динамическое равновесие между незамерзшей водой и льдом, последний на границах контакта минеральных частиц плавится, а образующаяся при этом вода перемещается в зоны пониженных напряжений, где возможна ее кристаллизация.

Для рассмотрения деформирования сложных сред, обладающих упруго-вязко-пластическими свойствами, широко используется метод отображения свойств тел при помощи механических моделей, состоящих из упругих (подчиняющихся закону Гука), вязких (подчиняющихся закону Ньютона) и пластических (подчиняющихся закону Кулона) элементов.

На деформационные и прочностные свойства грунта существенное влияние оказывает скорость нагружения: $\dot{\epsilon} = 10^{-7} \dots 10^{-10} \text{ с}^{-1}$ — предельно-длительная прочность; $\dot{\epsilon} = 10^{-4} \dots 10^{-2} \text{ с}^{-1}$ — условно-мгновенная прочность; $\dot{\epsilon} = 10^{-2} \dots 10^0 \text{ с}^{-1}$ — статическое вдавливание; $\dot{\epsilon} = 10^1 \dots 10^2 \text{ с}^{-1}$ — динамическое вдавливание; $\dot{\epsilon} = 10^4 \dots 10^5 \text{ с}^{-1}$ — деформирование при взрыве.

При различных видах деформации отношение условно-мгновенной прочности к длительной составляет: 11...13 при растяжении, 7...8 при сжатии, 3...4 при чистом сдвиге. Кратковременная прочность (при $\dot{\epsilon}$ более 10^{-1} с^{-1}) на сжатие почти в 2...2,5 раза выше условно-мгновенной прочности на растяжение для песка и в 3...3,5 раза — для глины.

Температура и влажность грунта по глубине разрабатываемого слоя распределяются неравномерно, поэтому его прочность также не остается постоянной. С учетом распределения температуры грунта по глубине ВНИИСтройдормаш рекомендует в формулы прочностных параметров мерзлых грунтов вводить поправочный коэффициент $k_T = \sqrt{T_1/T_2}$, где T_1, T_2 — температура грунта соответственно в нижнем и верхнем слоях.

2. Типы рабочих органов и процессы взаимодействия с грунтом

Различают следующие основные способы разрушения грунта и горных пород:

механический, при котором отделение грунта и породы от массива осуществляется различными рабочими органами машин резанием, скосом, отрывом, обрушением под действием статических, динамических и виброударных нагрузок;

гидравлический, осуществляемый струей воды, размывающей подошву забоя и вызывающей обрушение грунта (гидромониторная разработка), либо всасыванием грунта из-под воды (землесосная разработка);

взрывной, разрушающий грунты и породы давлением газов, образующихся при быстром горении взрывчатых веществ;

физический, осуществляющий полное разрушение или уменьшение прочности грунта и пород воздействием ультразвука, токов высокой частоты, мощных электромагнитных полей, тепла;

химический, при котором грунт от массива отделяют путем перевода его в жидкое или газообразное состояние.

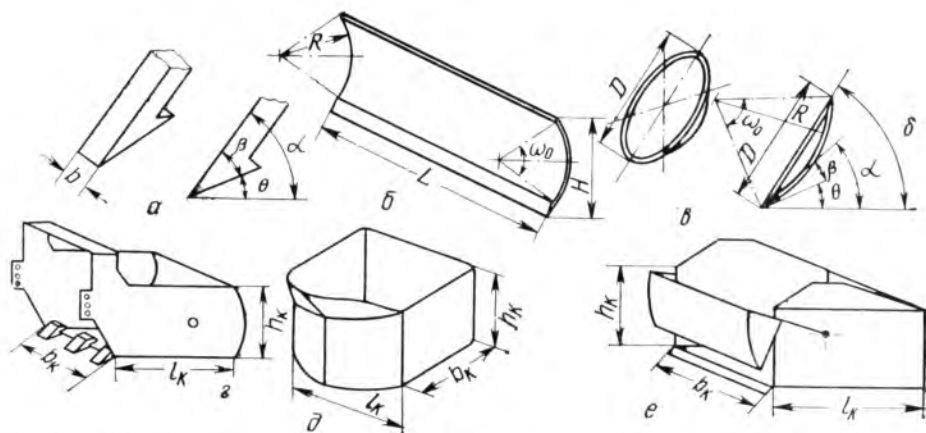


Рис. 29. Рабочие органы землеройных машин:

a — зуб; *b* — отвал бульдозера; *v* — дисковый сферический нож грейдер-элеватора; *z* — ковш драглайна с зубьями; *d* — ковш с полукруглой режущей кромкой прямой лопаты; *e* — ковш скрепера с заслонкой.

Возможна комбинация указанных способов: гидромеханический, электротермомеханический, физико-химический и др.

Физический и химический способы разрушения находятся в стадии экспериментальной проверки, взрывной — применяется для разработки мерзлых и прочных грунтов и пород. Наиболее распространен механический способ (80...85% объема работ), он применим для всех грунтов, универсален и малоэнергозоемок. Гидравлическим способом разрабатывается 10...15% всего объема земляных работ.

Рабочие органы землеройных машин выполняют в виде (рис. 29): зуба, отвала, дискового сферического ножа, ковшей экскаваторов и скреперов. Они могут быть элементарного и сложного профиля, но всегда их режущая часть выполняется в виде клина, положение которого относительно грунтового массива и форма характеризуются следующими углами (рис. 30):

угол резания α — угол между передней гранью ножа, отделяющего стружку, и касательной к траектории резания в данной точке, измеряемый в плоскости, нормальной к режущей кромке и совпадающей с направлением резания;

задний угол резания θ — угол между задней гранью ножа и касательной к траектории резания в данной точке, измеряемый в плоскости, нормальной к режущей кромке и совпадающей с направлением резания;

угол заострения β — угол между гранями ножа у его кромки, измеряемый в плоскости, нормальной к режущей кромке; $\alpha = \theta + \beta$;

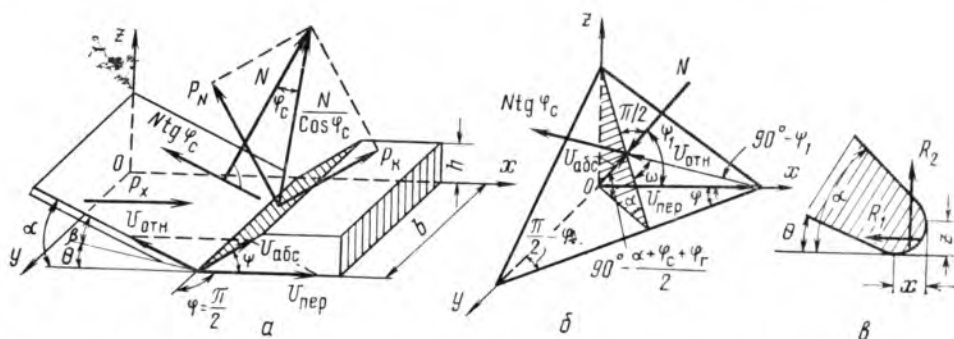


Рис. 30. Схема взаимодействия, сил, действующих на прямой (а) и косой (б) клинья и схема износа режущей кромки зуба (в).

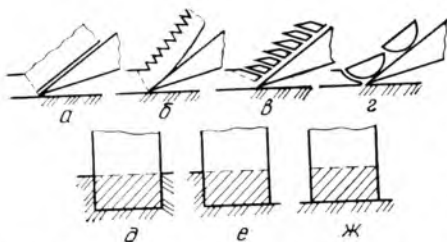


Рис. 31. Виды стружек и разновидности резания грунта:

a — сливная; *b* — ступенчатая; *v* — элементная; *г* — отрыва; *д, е, ж* — блокированное, полублокированное и свободное резание.

$\psi = 90^\circ - \alpha$ — уплотнение грунта (абсолютная скорость направлена перпендикулярно к рабочей поверхности клина); при $\psi = 90^\circ - \alpha/2$ — образование сливной стружки; при $\psi = 90^\circ - (\alpha + \varphi_r + \varphi_c)/2$ — сдвиг грунта.

В зависимости от соотношения углов, скоростей и вида грунта стружка грунта, перемещаемая по клину, может быть (рис. 31) сливной, ступенчатой, элементной и отрыва, а резание в зависимости от числа открытых боковых срезов — блокированным, полублокированным и свободным.

Изучение вопросов движения клина в обрабатываемой среде связано с сопротивлением грунта резанию и копанию.

Резание — процесс отделения от массива при помощи режущей части рабочего органа (клина) стружки определенного сечения.

Копание — процесс отделения грунта от массива, включающий резание, перемещение его по рабочему органу и впереди него в виде призмы волочения, а для некоторых рабочих органов (ковши) и перемещение внутри него.

При резании грунта простым и косым клином на его рабочую поверхность действуют две силы: нормальная сила N и касательная от сил трения $N \tan \varphi_r$. Допускается, что клин абсолютно острый и трение задней грани клина о грунт отсутствует ($0 > 5...7^\circ$); на практике клин имеет износ режущей кромки (рис. 30, в).

На клин вдоль переносной скорости действует сила P_x (рис. 30, а):

$$P_x = N \sin \alpha + N \tan \varphi_c \cos \alpha = \frac{N \sin (\alpha + \varphi_c)}{\cos \varphi_c}. \quad (92)$$

Спроектируем результирующую силу $N/\cos \varphi_c$, действующую на рабочую поверхность клина, на нормальное и касательное направления к поверхности склона грунта:

$$P_K = \frac{N}{\cos \varphi_c} \sin (\alpha + \varphi_c + \psi);$$

$$P_N = \frac{N}{\cos \varphi_c} \cos (\alpha + \varphi_c + \psi).$$

В соответствии с формулой Кулона (89) разрушение грунта произойдет, если

$$\tau + \sigma \tan \varphi_r > [\tau],$$

где τ — касательное напряжение;

$$\tau = \frac{P_K}{S} = \frac{N \sin (\alpha + \varphi_c + \psi) \sin \psi}{bh \cos \varphi_c};$$

σ — нормальное напряжение;

$$\sigma = \frac{P_N}{S} = \frac{N \cos (\alpha + \varphi_c + \psi) \sin \psi}{bh \cos \varphi_c}.$$

14. Удельные сопротивления грунта резанию $k_{рез}$ и копанию $k_{коп}$ по Н. Г. Домбровскому

Категория грунта	$k_{рез},$ Н/см ²	$k_{коп},$ Н/см ²					
		лопаты	драглайн	струг	цепные поперечного копания	роторные траншейные	цепные траншейные
I	1...5,5	1,6...8	3...12	4...13	5...18	4...13	7...23
II	5,7...11	7...16	12...20	14...20	15...30	12...25	21...40
III	11...17	12...25	16...30	18...32	24...45	20...35	38...60
IV	16...24	22...36	25...42	27...45	37...60	30...45	55...80
V	23...40	33...55	40...55	44...60	58...85	42...66	80...100
VI	30...55	43...75	—	48...82	75...150	55...120	100...220
VII	100...350	120...450	—	100...450	150...550	130...500	200...600
VIII	—	22...25	23...31	30...35	—	—	—

Тогда

$$\frac{N \sin \psi}{bh \cos \varphi_c} [\sin(\alpha + \varphi_c + \psi) + \cos(\alpha + \varphi_c + \psi) \operatorname{tg} \varphi_r] = [\tau]. \quad (93)$$

Решая совместно уравнения (92) и (93), получаем

$$P_x = \frac{[\tau] bh \cos \varphi_r \sin(\alpha + \varphi_c)}{\cos\left(\frac{\alpha + \varphi_r + \varphi_c}{2}\right)} = k_{рез} bh, \quad (94)$$

где $k_{рез}$ — удельное сопротивление грунта резанию (табл. 14).

Таким образом, для данного вида грунта и геометрии режущего органа сопротивление грунта резанию пропорционально площади разрабатываемой стружки.

Для косого клина (рис. 30, б) аналитические зависимости могут быть получены, если исходить из условия, что все действующие на рабочую плоскость клина силы сводятся к равнодействующей N нормальных сил и силам трения $N \operatorname{tg} \varphi_c$. Вектор абсолютной скорости грунта $\vec{v}_{абс}$ определяется геометрическим сложением векторов $\vec{v}_{отн}$ и $\vec{v}_{пер}$.

Нормальная сила N будет направлена перпендикулярно к поверхности клина и совпадать с направлением вектора абсолютной скорости при сдвиге грунта, если $\alpha = 2(\varphi_r + \varphi_c)$.

По теории клина грунт поднимается на нож не по нормальному направлению к лезвию, а под углом $90^\circ - \psi_1$ к оси x . Углы ω и ψ , характеризующие положение сил на плоскости клина и в пространстве, определяются из геометрических соотношений:

$$\cos \psi_1 = \sin \alpha \sin \varphi;$$

$$\operatorname{ctg} \omega = \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi.$$

Проектируя силы N и $N \operatorname{tg} \varphi_c$ на соответствующие оси, получаем:

$$R_x = N \cos \psi_1 + N \operatorname{tg} \varphi_c \sin \psi_1;$$

$$R_y = R_x \operatorname{ctg} \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{\sin \alpha}{\operatorname{tg} \varphi_c \sin \omega} + \cos^2 \alpha \operatorname{tg} \varphi \right) + \varphi \right]; \quad (95)$$

$$R_z = N \cos \alpha - N \operatorname{tg} \varphi_c \sin \alpha \cos \omega.$$

Перед рабочими органами и инструментами, разрабатывающими различные материалы (грунт, породы, металл и др.), образуется тело повышенного давления, состоящее из частиц разрабатываемого материала, но обладающих большей прочностью. Эти тела в механике разрушения твердых тел носят название уплотненных ядер. Из-за их постоянного образования в контакт со средой входит не материал инструмента, а уплотненное ядро. Оно может носить стабильный и нестабильный характер, периодически разрушаясь и вновь образовываясь.

На рисунке 32, а изображено распределение изобар (линий равных давлений) перед жестким плоским штампом, внедряемым под действи-

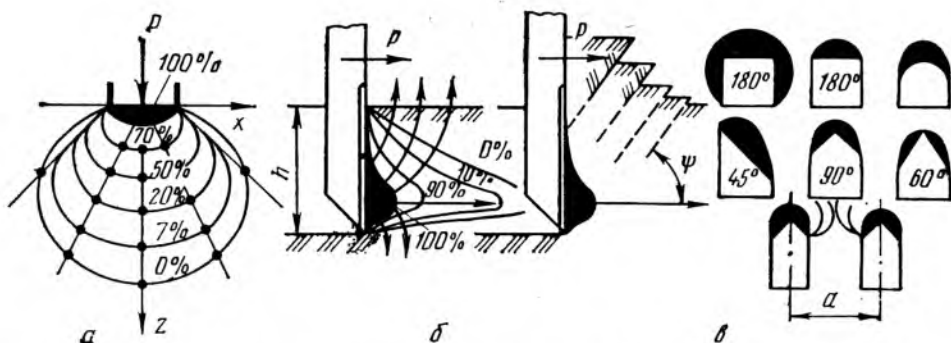


Рис. 32. Изображение изобар и процесса образования уплотненного ядра перед плоским штампом (а), вертикальным ножом (б) и перед ножами с различной заточкой (в).

ем силы P в упруго-пластическое полупространство. При этом под подошвой штампа находится уплотненная зона грунта, где контактные напряжения равны 100 %. С увеличением глубины объем грунта, вовлеченный в напряженное состояние, будет увеличиваться, стремясь к конечной величине при неограниченно большом z , а величина контактных напряжений с увеличением z будет стремиться к нулю.

Аналогичную картину распределения изобар имеет вертикальный режущий нож (рис. 32, б), контактирующий с грунтом. При этом зона максимальных напряжений находится на глубине $0,75h$; частицы грунта, лежащие выше этой зоны, движутся вверх и в боковые стороны, а ниже — вниз и вбок. Линии скола грунта направлены под углом $\psi = 35...40^\circ$ к направлению движения и отчетливо проявляются ближе к дневной поверхности.

Тело клиновидной формы или криволинейного очертания всегда будет образовывать уплотненное ядро, если силы внешнего трения превышают силы внутреннего трения. При угле заострения $< 55^\circ$ уплотненное ядро, как правило, не образуется (рис. 32, в).

Уплотненные ядра перед двумя режущими профилями могут входить во взаимодействие друг с другом, если расстояние между осями профилей менее $(2,0...2,5)h$. При этом суммарное тяговое усилие на перемещение превышает двойную тягу одного ножа, так как два ножа начинают работать как один нож увеличенной толщины.

3. Теория резания грунтов

Теория резания грунтов базируется на экспериментальных исследованиях, вскрывающих физическую сущность процессов и устанавливающих количественные показатели, на положениях механики сплошной среды, механики разрушения и теориях прочности с последующей опытной проверкой полученных данных.

Процессы взаимодействия рабочих органов с грунтом исследовал основоположник отечественного сельскохозяйственного машиностроения В. П. Горячкин. Он предложил рациональную формулу силы тяги (Н) плуга:

$$P = f_c mg + k_{\text{рез}} bh + \epsilon bhv^2, \quad (96)$$

где f_c — коэффициент трения грунта о сталь; m — масса плуга, кг; g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $k_{\text{рез}}$ — удельное сопротивление грунта резанию, Н/м^2 ; $k_{\text{рез}} = 20\,000 \text{ Н/м}^2$ — легкие почвы; $k_{\text{рез}} = 50\,000 \text{ Н/м}^2$ — тяжелые почвы; b , h — ширина пласта и глубина вспашки, м; ϵ — коэффициент, учитывающий сопротивление, возникающее при отбрасывании пласта объемом bhv со скоростью v , $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; $\epsilon = 2\,000...4\,000 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; v — скорость движения плуга, м/с .

Первый член формулы (96) выражает постоянное сопротивление, не зависящее от скорости плуга и параметров пласта, затрачиваемое

на преодоление сил трения о дно борозды; второй — сопротивление деформации почвы; третий — изменение живой силы отбрасываемого в сторону пласта. При этом первое слагаемое составляет около 41%, второе — 56% общего тягового усилия и третье — имеет сравнительно малое значение.

Рациональная формула В. П. Горячкина справедлива при $b/h=1,5$ и $v=0,4...2,0$ м/с (увеличение скорости резания в 5 раз дает прирост усилия на 11...12%). Она является основополагающей в теории резания грунтов, но не учитывает явным образом влияния геометрических параметров лемешноотвальной поверхности на тяговое сопротивление плуга.

Материал, накопленный по исследованию почвообрабатывающих машин, не может быть принят полностью для режущих органов экскавационных машин по следующим причинам: плуги только отделяют пласт грунта от массива и переворачивают его, не производя транспортирования; по технологическим требованиям плуги должны обеспечивать определенное крошение пласта, что для большинства экскавационных машин является отрицательным фактором; сельскохозяйственные машины, как правило, используются на многократно обрабатываемых площадях, а рабочие органы землеройных и землеройно-транспортных машин разрабатывают грунты ненарушенной структуры; разрабатываемая среда — верхний растительный слой по своим физико-механическим свойствам существенно отличается от свойств материковых пород.

В связи с этим Н. Г. Домбровский, А. Н. Зеленин, В. И. Баловнев, Ю. А. Ветров, М. И. Гальперин, Д. И. Федоров и другие на основе экспериментально-теоретических работ установили основные закономерности взаимодействия рабочих органов экскавационных машин с грунтом.

Н. Г. Домбровский предложил определять касательную и нормальную составляющие сопротивления грунта копанью (Н) ковшом экскаватора по формулам:

$$P_{o_1} = k_{\text{коп}} bh; \quad (97)$$

$$P_{o_2} = \psi_1 P_{o_1} = (0,1...0,15) P_{o_1}, \quad (98)$$

где ψ_1 — коэффициент, равный отношению нормальной составляющей сопротивления грунта копанью к касательной; значения $k_{\text{коп}}$ даны в таблице 14.

С изменением $\lambda = L/s = \text{периметр стружки/площадь стружки} = (b + 2h)/(bh)$ и толщины разрабатываемой стружки h $k_{\text{коп}}$ изменяется для всех категорий грунта (рис. 33).

Физическую картину резания рабочими органами машин мерзлых и талых грунтов показал А. Н. Зеленин. Он предложил ряд эмпирических формул для определения касательной силы (Н) резания для различных рабочих органов:

для элементарных вертикальных профилей при резании талого грунта

$$P = 10C_{\text{уд}} h^{1,35} (1 + 0,1\lambda) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha}{180^\circ}\right) \beta_0; \quad (99)$$



Рис. 33. Зависимости удельного сопротивления грунта копанью ковшом одноковшового экскаватора от коэффициента λ (а) и толщины стружки (б) по Н. Г. Домбровскому:

I, II, III, IV — категории; q — вместимость ковша.

для элементарных горизонтальных профилей при резании талого грунта

$$P = 10C_{уд} h^{1,35} (1 + 2,6b) (1 + 0,0075\alpha) (1 + 0,03t) z \mu \beta_0; \quad (100)$$

для вертикальных ножей при резании мерзлых грунтов:

при $b = 0,01 \dots 0,1$ м

$$P = 10C_{уд} h (1 + 0,55b) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha}{150^\circ}\right) \mu \Delta \beta_0; \quad (101)$$

при $b > 0,1$ м

$$P = 10C_{уд} h \sqrt{b} \left(1 + \frac{\alpha - 30^\circ}{80^\circ}\right) \mu \Delta \beta_0; \quad (102)$$

где $C_{уд}$ — число ударов динамического плотномера-ударника ДорНИИ; h — глубина резания, см; t — толщина профиля, см; α — угол резания, град; β_0 — коэффициент, зависящий от угла заострения ножа — $2\gamma_n$; при $2\gamma_n = 180^\circ$ $\beta_0 = 1$; при $2\gamma_n = 90^\circ$ $\beta_0 = 0,9$; при $2\gamma_n = 50 \dots 15^\circ$ $\beta_0 = 0,81$; b — ширина профиля, м; в формулах (101) и (102) b в см; z — коэффициент, учитывающий влияние зубьев на режущем профиле; $z = 0,70 \dots 0,88$; для горизонтального профиля без зубьев $z = 1$; μ — коэффициент, учитывающий вид резания; при блокированном резании $\mu = 1$; при полублокированном и свободном резании μ зависит от b (рис. 34); для вертикальных ножей $\mu = 0,75$ — полублокированное резание и $\mu = 0,5$ — свободное резание; Δ — коэффициент, учитывающий степень затупления инструмента; $\Delta = 0,85 \dots 2,1$.

А. Н. Зеленин составил шкалу сопротивляемости резанию мерзлых грунтов различного вида и состояния (табл. 15) для элементарного рабочего органа со следующими параметрами: $b = 3$ см; $\alpha = 90^\circ$; $\mu = 1$; $h = 1$ см; угол заострения ножа $2\gamma_n = 180^\circ$.

В нижней части таблицы, отделенной линией, существует прямо пропорциональная зависимость между удельным сопротивлением резанию и числом ударов ударника ДорНИИ.

15. Шкала сопротивляемости мерзлых грунтов резанию по числу $C_{вп}$ (Зеленин, 1975)

Влаж- ность, %	Температура, °С					
	—1	—5	—10	—15	—25	—40
<i>Песок</i>						
6,0	12...14	20...22	25...27	28...30	32...35	40...45
11,0	50...55	85...90	90...95	100...115	120...130	140...150
18,0	150...160	220...230	240...250	260...280	285...300	325...340
<i>Супесь</i>						
12,0	40...50	90...95	140...155	170...185	230...240	310...330
15,0	65...75	150...170	200...230	270...290	330...360	420...435
19,0	75...85	200...230	270...300	340...360	450...480	500...530
28,0	65...75	165...190	215...230	280...300	400...420	460...480
<i>Суглинок</i>						
10,0	28...33	36...40	40...43	43...50	50...56	70...80
20,0	60...70	150...185	215...235	240...260	375...385	450...470
25,0	70...80	195...220	250...280	320...340	425...460	480...520
30,0	65...75	140...150	210...230	250...270	350...370	420...440
59,0	40...45	75...80	110...125	165...175	220...240	285...315
<i>Глина</i>						
17,0	35...40	100...110	150...165	180...200	250...270	290...315
24,0	55...60	125...135	190...210	220...235	270...285	340...380
31,0	65...70	140...160	230...250	290...310	290...320	380...420
49,0	40...45	90...100	135...145	180...190	235...245	280...310

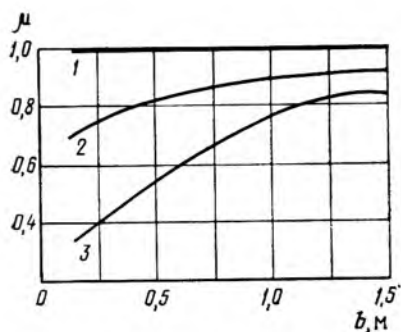


Рис. 34. Зависимость коэффициента μ от ширины режущего профиля b :
1, 2, 3 — блокированное, полублокированное и свободное резание.

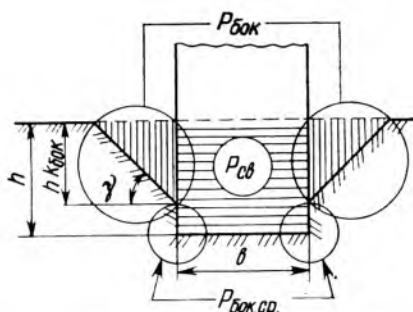


Рис. 35. Зоны действия составляющих сил сопротивления резанию (по Ю. А. Ветрову):

γ — угол скола; $\gamma = 30...40^\circ$; $k_{бок}$ — коэффициент глубины расширения части про-
рези, $k_{бок} = 0,8...0,95$.

Численное значение удельного сопротивления резанию (Н/см^2) может быть определено по формуле: $k_{рез} \approx 10 C_{уд}$, а усилие резания (Н) профилем или ножом — $P = k_{рез} b h$ (b и h в см).

Процессы резания с учетом фактических зон разрушения грунта и площадки затупления инструмента (рис. 35) были изучены Ю. А. Ветровым. Касательная сила (Н) блокированного резания грунта простым затупленным (с площадкой износа) ножом:

$$P = P_{св} + P_{бок} + P_{бок.ср} + P_{пл.изн} = \varphi_{св} m_{св} b h + 2 m_{бок} h^2 + 2 m_{бок.ср} h + m_{св} b h \eta_{пл.изн} = m_{св} b h (\varphi_{св} + \eta_{пр} + \eta_{пл.изн}), \quad (103)$$

где $P_{св}$ — сила для преодоления лобовых сопротивлений резанию ножом, пропорциональная площади лобовой части среза и зависящая от угла резания и крепости грунта, Н ; $P_{бок}$ — сила разрушения грунта в боковых прорезах, пропорциональная площади их сечений, зависящая от крепости грунта и практически не зависящая от угла резания, Н ; $P_{бок.ср}$ — сила бокового среза, пропорциональная толщине бокового среза, зависящая от крепости грунта и практически не зависящая от угла резания, Н ; $P_{пл.изн}$ — дополнительная сила резания, необходимая для преодоления сопротивления затуплению или площадке износа, пропорциональная длине режущей кромки, Н ; $m_{св}$ — удельное сопротивление грунта резанию в лобовой части прорези при угле резания $\alpha = 45^\circ$, определяется экспериментально или аналитическим способом, Н/см^2 ; принимается соответственно 5; 5...10; 10...25 и 25...50 для грунтов I, II, III и IV категорий; $\varphi_{св}$ — коэффициент учета угла резания; при $\alpha = 45^\circ$ $\varphi_{св} = 1$; b, h — ширина и глубина резания, см; $m_{бок}$ — коэффициент, характеризующий удельную силу разрушения грунта в боковых частях прорези, Н/см^2 ; $m_{бок.ср}$ — коэффициент, характеризующий удельную силу бокового среза грунта одним из боковых ребер ножа, Н/см ; $\eta_{пл.изн}$ — коэффициент, учитывающий износ рабочего органа; $\eta_{пр}$ — коэффициент учета пространственности процесса разрушения; $\eta_{пр} = (P_{бок} + P_{бок.ср}) / (m_{св} b h)$.

Нормальная составляющая усилия резания N (Н), действующая на простой острый нож,

$$N = (P_{св} + P_{бок} + P_{бок.ср}) \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_c), \quad (104)$$

где φ_c — угол внешнего трения.

Для затупленных и изношенных простых ножей нормальная составляющая усилия резания N (Н) может иметь различную величину и направление:

$$N = (P_{св} + P_{бок} + P_{бок.ср}) \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_c) - P_{пл.изн} \operatorname{ctg}(\alpha_1 + \varphi_c), \quad (105)$$

где α_1 — угол между траекторией резания и площадкой износа или нижней частью поверхности уплотненного ядра.

Для оценки влияния скорости резания на сопротивление резанию P_v (Н) Ю. А. Ветровым предложена формула:

$$P_v = P k_v + \Delta P_{кпп}, \quad (106)$$

где P — сила резания при скорости резания, близкой к нулю, Н; k_v — опытный коэффициент для учета влияния физических факторов скорости резания.

$v, \text{ м/с}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
k_v	1,0	1,04	1,05	1,08	1,10	1,15	1,19	1,24	1,30	1,70

$\Delta P_{\text{кнн}}$ — дополнительная сила резания для сообщения движения отбрасываемым кускам грунта, Н:

$$\Delta P_{\text{кнн}} = bh\gamma v^2 \frac{\sin \alpha \sin \psi}{\sin(\alpha + \psi)}, \quad (107)$$

где b, h — ширина и глубина резания, м; γ — плотность грунта, кг/м³; v — скорость резания, м/с; ψ — угол между траекторией ножа и преобладающим направлением движения отделяющихся кусков (угол скола грунта); ориентировочно $\psi = \pi/4 - \varphi_r/2$; φ_r — угол внутреннего трения.

4. Особенности резания грунтов активными рабочими органами

Вышерассмотренные исследования касались в основном рабочих органов землеройных и землеройно-транспортных машин, разрабатывающих грунт отделением от массива стружек большой ширины ($b = 0,5 \dots 3,5$ м) и толщины (h более 0,05 м).

Однако имеется целый ряд рабочих органов, разрабатывающих грунт сплошным отделением от массива стружек небольшой ширины и толщины ($b < 0,5$ м; $h < 0,05$ м). При этом толщина стружки может быть в процессе цикла разработки постоянной (скребковые, баровые и другие рабочие органы) или переменной (дискофрезерные рабочие органы).

Общие закономерности теории взаимодействия рабочих органов с грунтом характерны и для этих рабочих органов, однако при столь малых параметрах стружки, когда они начинают быть соизмеримы с гранулометрическим составом, потребовали уточнений расчетных зависимостей.

Касательная P_{o1} и нормальная P_{o2} , составляющие (Н) сопротивления грунта резанию (при $h = \text{const}$) определяются:

$$P_{o1} = C_{\text{уд}} h (k_b b + m k_s) (1 + 0,256 \lg v) k_\alpha; \quad (108)$$

$$P_{o2} = P_{o1} \psi_b \psi_\theta, \quad (109)$$

где $C_{\text{уд}}$ — число ударов ударника ДорНИИ; b, h — ширина и толщина стружки грунта, см; k_b — удельный коэффициент трудности разработки грунта, Н/см²; $k_b = 2 \dots 6$ Н/см²; k_s — удельный коэффициент среза грунта боковыми гранями ножа, Н/см; $k_s = 13 \dots 18$ Н/см; m — число закрытых боковых срезов; $m = 0$ — свободное резание; $m = 1$ — полублокированное; $m = 2$ — блокированное резание; v — скорость резания, м/с; $\lg$ — основание десятичного логарифма; k_α — коэффициент, учитывающий влияние угла резания, при заднем угле $\theta \geq 5 \dots 7^\circ$.

$\alpha, \text{ град}$	20	25	30	35	40	50	55
k_α	0,85	0,87	0,90	1,00	1,26	2,13	2,68

ψ_b, ψ_θ — коэффициенты, учитывающие соответственно влияние ширины стружки и заднего угла резания; $\psi_b = 1,26; 0,98; 0,88$ при $b = 5; 20$ и 40 см; $\psi_\theta = 0,94$ при $\theta = 0^\circ$ и $\psi_\theta = 1,0$ при $\theta > 5^\circ$.

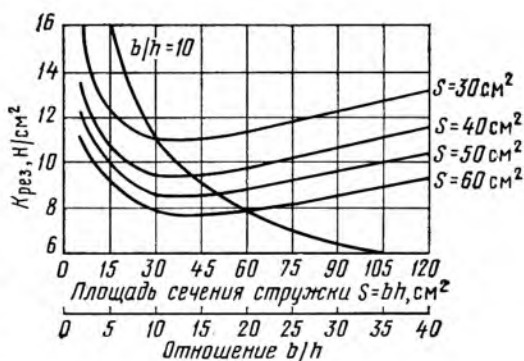
Оценка трудности разработки грунта постоянными тонкими стружками по общепринятому удельному сопротивлению грунта резанию $k_{\text{рез}} = P_{o1} / (bh)$ показывает, что при изменении соотношения b/h имеется оптимальное значение $b/h = 10 \dots 15$, при котором $k_{\text{рез}}$ минимально (рис. 36). При этом грунт выгодно разрабатывать как можно большей по площади сечения стружкой, сохраняя оптимальное значение b/h .

Касательная P_{o1} и нормальная P_{o2} , составляющие (Н) сопротивления грунта резанию (при $h = \text{var}$) определяются:

$$P_{o1} = k_{\text{рез}} \left(\frac{h_1}{h} \right)^e k_\alpha k_b k_\varphi k_c b h; \quad (110)$$

$$P_{o2} = \psi_1 P_{o1}, \quad (111)$$

Рис. 36. Влияние площади стружки bh и отношения b/h на удельное сопротивление грунта резанию (грунт $C_{уд}=4$ уд., $v=1$ м/с; $\alpha=35^\circ$, $\beta=30^\circ$).



где $k_{рез}$ — удельное сопротивление грунта резанию (Н/см²) дискофрезерным рабочим органом при толщине стружки $h_1=1$ см; $b=10$ см; $\alpha=30^\circ$; $\varphi=90^\circ$; при $C_{уд}=2, 4, 10, 12, 14$ и 16 ударов ударника ДорНИИ $k_{рез}$ равно соответственно 8, 16, 41, 49, 57 и 59 Н/см²; h_1 — толщина стружки, равная 1 см; b в см; h — фактическая толщина стружки, см; ε — показатель степени; $\varepsilon=0,40$ — минеральные грунты; $\varepsilon=0,33$ — болотно-торфяные; $k_\alpha, k_b, k_\varphi, k_C$ — коэффициенты, учитывающие соответственно влияние угла резания, ширины стружки, угла захвата и число ударов динамического плотнотемера (табл. 16); ψ — коэффициент, определяемый опытным путем; $\psi_1=0,4\ldots 0,8$.

16. Значения коэффициентов $k_\alpha, k_C, k_b, k_\varphi$

α , град	k_α	$C_{уд}$	k_C	b , см	k_b	φ , град	k_φ
30	1,00	2	0,29	9,0	1,04	15	0,79
46	1,04	4	0,57	10,0	1,00	32	0,68
56	1,10	7	1,00	13,5	0,92	53	0,70
60	1,20	10	1,40	18,0	0,89	90	1,00
85	1,85	12	1,70	—	—	—	—
90	2,60	14	1,90	—	—	—	—

Глава VII. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

1. Основные положения теории размерности, подобия и моделирования

Для изучения процессов взаимодействия рабочих органов строительных машин с внешними средами на моделях применяют геометрическое (пропорциональность линейных размеров и равенство углов), физическое (подобие кинематических: тождественность направления и пропорциональность скоростей и ускорений и динамических: тождественность направления и пропорциональность сил и напряжений) и физико-математическое моделирование. Физико-математическое моделирование все еще не позволяет получать достаточно достоверные результаты из-за сложности и громоздкости математического описания модели грунта. Оно основано на применении ЭВМ в сочетании с принципами физического моделирования.

Моделирование — есть замена изучения интересующего нас явления в натуре изучением аналогичного явления на модели меньшего или большего масштаба, обычно в специальных лабораторных условиях (грунтовой, гидравлический каналы, аэродинамические трубы и др.).

Основанное на сохранении физической природы изучаемого явления моделирование носит название физического. Научно-методическая основа формирования моделей — теории подобия и размерности. Два явления подобны, если по заданным характеристикам одного можно получить характеристики другого простым пересчетом, который аналогичен переходу от одной системы единиц измерения к другой (Седов, 1972). При этом выведенные аналитические (экспериментальные, эмпирические) зависимости для модели будут адекватны для натурных образцов.

Исследование процессов взаимодействия со средой рабочих орга-

нов строительных машин в значительной степени облегчается, если воспользоваться общей теорией размерности.

Выражение производной единицы измерения через основные называется размерностью. Размерность записывается символически в виде формулы, в которой основные единицы измерения обозначаются: L — длина (м), M — масса (кг), T — время (с). Для обозначения размерности часто используют введенный Максвеллом символ $[P]$: сила P — $[P] = M^1 L^1 T^{-2}$ (Н), напряжение σ — $[\sigma] = M^1 L^{-1} T^{-2}$ (Н/м²), скорость v — $[v] = M^0 L^1 T^{-1}$ (м/с), ускорение g — $[g] = M^0 L^1 T^{-2}$ (м/с²), плотность γ — $[\gamma] = M^1 L^{-3} T^0$ (кг/м³) и т. д., или любая физическая величина имеет вид степенного одночлена a — $[a] = M^{\xi_i} L^{j_i} T^{\chi_i}$, где ξ_i, j_i, χ_i — показатели степени.

Основное значение теории размерности для теоретических и экспериментальных исследований состоит в возможности изучения физических закономерностей в безразмерном виде, инвариантном относительно выбора систем единиц измерения.

Методы установления критериев подобия основаны на трех теоремах подобия (Баловнев, 1981):

если два явления (объекта, процесса, системы и др.) подобны, то критерии подобия, определяющие явление, равны;

всякое полное уравнение физического явления из n величин, из которых m — величины, обладающие независимыми размерностями (как правило, три основные единицы измерения), $x_1 = f(x_2, x_3, x_4, \dots, x_n)$ может быть представлено в виде критериального уравнения $\Pi_1 = \Phi(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \dots, \Pi_{n-m})$, число членов которого $n-m$ (π -теорема);

необходимым и достаточным условием подобия двух явлений (объектов, процессов, систем и т. д.) является пропорциональность сходственных параметров и равенство определяющих критериев подобия.

Критерии подобия двух объектов (индексы n — натура, m — модель) определяются несколькими методами, наибольшее распространение среди которых для строительных машин получили: метод анализа размерностей величин, определяющих процесс, с использованием π -теоремы; метод анализа систем уравнений, тождественно равных при описании подобных явлений; метод приближенного физического моделирования.

Условиями физического моделирования являются: равенство определяющих критериев подобия для модели и оригинала; пропорциональность одноименных дифференциальных уравнений, описывающих рабочий процесс для модели и оригинала; принадлежность к одному классу явлений процессов взаимодействия рабочих органов с внешней средой; геометрическое и физическое подобие модели и оригинала; подобие для модели и оригинала начальных и граничных условий, характеризующих рабочий процесс.

2. Определение критериев подобия с помощью анализа размерности

Любой процесс характеризуется большим числом параметров, взаимовлияющих факторов и условий. Известно (глава VI), что сопротивление грунта копанию различными рабочими органами зависит от геометрических параметров инструмента, режима работы, физико-механических свойств грунта и др. Ряд параметров между собой имеет установленные функциональные зависимости, поэтому при моделировании контроль за влиянием параметров на процесс может быть сведен к минимуму:

$$P = f(l, \alpha, v, \gamma_r, \sigma_{сж}, \varphi_r, \varphi_c, g, c, \eta), \quad (112)$$

где P — сопротивление грунта резанию, Н; l — определяющий линейный размер рабочего органа, м; α — угол резания, град.; v — скорость резания, м/с; γ_r — удельный вес грунта, Н/м³; $\sigma_{сж}$ — сопротивление грунта одноосному сжатию, Н/м²; φ_r — угол внут-

ренного трения, град.; φ_c — угол внешнего трения, град.; g — ускорение свободного падения, м/с²; c — приведенная жесткость грунта и инструмента, Н/м; η — коэффициент вязкого трения, Н·с²/м.

В качестве основных единиц системы принимаем $l, v, \sigma_{сж}$, размерности которых выразим через основные единицы измерения:

$$\left. \begin{aligned} [l] &= M^0 L^1 T^0; \\ [v] &= M^0 L^1 T^{-1}; \\ [\sigma_{сж}] &= M^1 L^{-1} T^{-2}. \end{aligned} \right\} \quad (113)$$

Основные единицы системы должны быть независимыми, и их независимость выявляется определителем системы, составленным из показателей степеней, который должен быть отличен от нуля:

$$\begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & -2 \end{vmatrix} = -1 \neq 0.$$

В соответствии с теорией размерности и π -теоремой (вторая теорема подобия) функциональную зависимость (112) представим в виде безразмерных комплексов критериев подобия:

$$\begin{aligned} & \frac{P}{l^{\xi_1} v^{j_1} \sigma_{сж}^{\kappa_1}}; \quad \frac{\alpha}{l^{\xi_2} v^{j_2} \sigma_{сж}^{\kappa_2}}; \quad \frac{\gamma_{\Gamma}}{l^{\xi_3} v^{j_3} \sigma_{сж}^{\kappa_3}}; \quad \frac{\varphi_{\Gamma}}{l^{\xi_4} v^{j_4} \sigma_{сж}^{\kappa_4}}; \\ & \frac{\varphi_c}{l^{\xi_5} v^{j_5} \sigma_{сж}^{\kappa_5}}; \quad \frac{g}{l^{\xi_6} v^{j_6} \sigma_{сж}^{\kappa_6}}; \quad \frac{c}{l^{\xi_7} v^{j_7} \sigma_{сж}^{\kappa_7}}; \quad \frac{\eta}{l^{\xi_8} v^{j_8} \sigma_{сж}^{\kappa_8}}. \end{aligned} \quad (114)$$

Показатели степеней ξ_i, j_i, κ_i в безразмерных комплексах определим, выразив их через основные единицы измерения и приравняв к единице:

$$\frac{[P]}{l^{\xi_1} [v]^{j_1} [\sigma_{сж}]^{\kappa_1}} = \frac{M^1 L^1 T^{-2}}{L^{\xi_1} L^{j_1} T^{-j_1} M^{\kappa_1} L^{-\kappa_1} T^{-2\kappa_1}} = M^{1-\kappa_1} L^{1-\xi_1-j_1+\kappa_1} T^{-2+j_1+2\kappa_1} = 1. \quad (115)$$

Равенство (115) будет соблюдаться при условиях: $1-\kappa_1=0$; $1-\xi_1-j_1+\kappa_1=0$; $-2+j_1+2\kappa_1=0$, тогда искомые показатели степени будут: $\kappa_1=1, j_1=0, \xi_1=2$.

Полученный безразмерный комплекс будет первым критерием подобия, идентичным для модели и натуре:

$$\Pi_1 = \frac{P}{l^{\xi_1} v^{j_1} \sigma_{сж}^{\kappa_1}} = \frac{P}{l^2 \sigma_{сж}} = \text{idem}. \quad (116)$$

Аналогично определяют остальные критерии подобия:

$$\left. \begin{aligned} \Pi_2 &= \frac{\alpha}{l^{\xi_2} v^{j_2} \sigma_{сж}^{\kappa_2}} = \alpha = \text{idem}; \\ \Pi_3 &= \frac{\gamma_{\Gamma}}{l^{\xi_3} v^{j_3} \sigma_{сж}^{\kappa_3}} = \frac{\gamma_{\Gamma} l}{\sigma_{сж}} = \text{idem}; \\ \Pi_4 &= \frac{\varphi_{\Gamma}}{l^{\xi_4} v^{j_4} \sigma_{сж}^{\kappa_4}} = \varphi_{\Gamma} = \text{idem}; \\ \Pi_5 &= \frac{\varphi_c}{l^{\xi_5} v^{j_5} \sigma_{сж}^{\kappa_5}} = \varphi_c = \text{idem}; \\ \Pi_6 &= \frac{g}{l^{\xi_6} v^{j_6} \sigma_{сж}^{\kappa_6}} = \frac{gl}{v^2} = \text{idem}; \\ \Pi_7 &= \frac{c}{l^{\xi_7} v^{j_7} \sigma_{сж}^{\kappa_7}} = \frac{c}{l\sigma_{сж}} = \text{idem}; \\ \Pi_8 &= \frac{\eta}{l^{\xi_8} v^{j_8} \sigma_{сж}^{\kappa_8}} = \frac{\eta v}{l\sigma_{сж}} = \text{idem}. \end{aligned} \right\} \quad (117)$$

В соответствии с первой теоремой подобия критерии подобия для натуры (оригинала) и модели должны быть равны между собой:

$$\begin{aligned} \left(\frac{P}{l^2 \sigma_{\text{сж}}} \right)_{\text{н}} &= \left(\frac{P}{l^2 \sigma_{\text{сж}}} \right)_{\text{м}}; \\ \alpha_{\text{н}} &= \alpha_{\text{м}}; \quad \left(\frac{\gamma_{\text{г}} l}{\sigma_{\text{сж}}} \right)_{\text{н}} = \left(\frac{\gamma_{\text{г}} l}{\sigma_{\text{сж}}} \right)_{\text{м}}; \\ \varphi_{\text{г.н}} &= \varphi_{\text{г.м}}; \quad \varphi_{\text{с.н}} = \varphi_{\text{с.м}}; \\ \left(\frac{gl}{v^2} \right)_{\text{н}} &= \left(\frac{gl}{v^2} \right)_{\text{м}}; \\ \left(\frac{c}{l \sigma_{\text{сж}}} \right)_{\text{н}} &= \left(\frac{c}{l \sigma_{\text{сж}}} \right)_{\text{м}}; \\ \left(\frac{\eta v}{l \sigma_{\text{сж}}} \right)_{\text{н}} &= \left(\frac{\eta v}{l \sigma_{\text{сж}}} \right)_{\text{м}}. \end{aligned}$$

Однако критерии подобия, в которые входят две и более основные единицы измерения, с целью сохранения идентичных значений, требуют изменения входящих параметров. Например, чтобы сохранить $\Pi_3 = \text{idem}$ при изменении линейного размера рабочего органа l , требуется изменять либо удельный вес грунта $\gamma_{\text{г}}$, либо его прочность $\sigma_{\text{сж}}$. Несоблюдение критериев подобия, имеющих параметры разных размерностей (Π_1 , Π_3 , Π_6 и др.), нарушает подобие системы.

Из экспериментальных данных известно, что для мерзлых грунтов определяющий критерий подобия Π_1 не зависит от масштаба модели. Не изменяя физико-механических свойств среды для натуры и модели: $\sigma_{\text{сж.н}} = \sigma_{\text{сж.м}}$; $\gamma_{\text{г.н}} = \gamma_{\text{г.м}}$; $g_{\text{н}} = g_{\text{м}}$; $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{м}}$, имеем переходные зависимости от модели к натуре:

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{н}} &= P_{\text{м}} i_l^2; \quad \alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{м}}; \\ \gamma_{\text{г.н}} &= \gamma_{\text{г.м}}; \quad \varphi_{\text{г.н}} = \varphi_{\text{г.м}} \\ \varphi_{\text{с.н}} &= \varphi_{\text{с.м}}; \quad v_{\text{н}} = v_{\text{м}} i_l^{0,5} \\ c_{\text{н}} &= c_{\text{м}} i_l, \end{aligned} \right\} \quad (118)$$

где i_l — масштабный коэффициент; $i_l = l_{\text{н}}/l_{\text{м}}$.

Несоблюдение ряда критериев подобия показывает ограниченность теории размерности. С помощью одной только теории размерности нельзя определить функциональных соотношений между безразмерными величинами (Седов, 1972).

3. Определение критериев подобия с помощью анализа систем уравнений

Этот метод основан на тождественном равенстве уравнений, описывающих подобные явления. Представляя оригинал и модель в виде материальных точек, взаимодействующих с внешней средой через приведенные жесткости системы, запишем в упрощенном виде дифференциальные уравнения движения оригинала и модели:

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{н}} \frac{d^2 x_{\text{н}}}{dt_{\text{н}}^2} + c_{\text{н}} x_{\text{н}} &= P_{\text{н}}; \\ m_{\text{м}} \frac{d^2 x_{\text{м}}}{dt_{\text{м}}^2} + c_{\text{м}} x_{\text{м}} &= P_{\text{м}}, \end{aligned} \right\} \quad (119)$$

где m — масса; x — линейный размер; t — время; c — приведенная жесткость; P — силовой параметр.

Вследствие подобия явлений величины, их характеризующие, выражаются через масштабы подобия:

$$i_l = x_n/x_m; \quad i_m = m_n/m_m; \quad i_t = t_n/t_m; \quad i_c = c_n/c_m; \quad i_p = P_n/P_m. \quad (120)$$

Тогда упрощенное дифференциальное уравнение движения оригинала через параметры модели будет:

$$\frac{i_m i_l}{i_p i_t^2} \frac{m_m}{P_m} \frac{d^2 x_m}{dt_m^2} + \frac{i_c i_l}{i_p} \frac{c_m x_m}{P_m} = 1. \quad (121)$$

Заменяя бесконечно малые величины конечными, опуская знаки дифференцирования, заменяя знаки соотношения между членами выражения (121) на знаки пропорциональности и учитывая, что для тождественности выражения (121) должно быть равенство индикаторов (указателей) подобия:

$$I_1 = i_m i_l / (i_p i_t^2) = 1; \quad I_2 = i_c i_l / i_p = 1, \quad (122)$$

получаем интегральный аналог:

$$ml/Pt^2 \sim cl/P \sim 1. \quad (123)$$

Безразмерные комплексы, составленные из размерных величин и параметров, являются критериями подобия;

$$\Pi_1 = ml/Pt^2 = \text{idem}; \quad \Pi_2 = cl/P = \text{idem}. \quad (124)$$

Тогда критериальное уравнение имеет вид:

$$ml/Pt^2 = f(cl/P). \quad (125)$$

Для определения параметров системы назначают масштабы подобия (120) с учетом индикаторов подобия (122). Имея пять масштабов подобия и два индикатора подобия, три масштабных коэффициента назначают из условия эксперимента (например, масштабные коэффициенты по массе i_m , времени i_t и линейному размеру i_l , а два других (масштабные коэффициенты по приведенной жесткости i_c и силе i_p) определяют из зависимости (122).

4. Приближенное физическое моделирование

Приближенный метод физического моделирования при сокращении вариантов критериев подобия существенно упрощает методику экспериментальных работ с моделями без значительного изменения точности (относительная погрешность лежит в пределах 10...15 %, что не превышает соответствующую погрешность при испытании оригинала в естественных условиях).

Сохраняя пропорциональность линейных размеров натуры и модели $i_l = l_n/l_m$ и равенство соответствующих углов $\alpha_n = \alpha_m$, для процессов резания, копания, рыхления грунтов рабочими органами машин (системы «грунт — рабочее оборудование» и «рабочее оборудование — движитель — грунт») В. И. Баловнев предложил использовать сокращенный вариант критериев подобия, ограничившись соблюдением моделирования основополагающих физических характеристик процесса.

Приняв в качестве модели внешней среды одну из реологических моделей и определив обобщенный критерий подобия, уравнение состояния записывают в виде:

$$\Pi_{об} = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \dots + \Pi_n,$$

где n — число членов уравнений.

После преобразования можно написать

$$1 = \Pi_1 \Pi_{об}^{-1} + \Pi_2 \Pi_{об}^{-1} + \Pi_3 \Pi_{об}^{-1} + \dots + \Pi_n \Pi_{об}^{-1}, \quad (126)$$

что представляет сумму коэффициентов влияния соответствующего критерия на обобщенный критерий: $1 - \sum_{i=1}^n k_i$.

Область доминирования соответствующего критерия определяется коэффициентом k_i . При $k_i < 0,15$ контроль по критерию Π_i можно не осуществлять.

Учитывая, что для лучшего выявления физического смысла критериев подобия их можно умножать, делить друг на друга или на одну и ту же величину, возводить в степень, в качестве доминирующих критериев подобия системы «грунт — рабочее оборудование — движитель — грунт» и соответствующие им индикаторы подобия приняты:

$$\left. \begin{aligned} \Pi_1 &= c_0/(\gamma_r l) \text{ или } \Pi_1 = C_{уд}/(\gamma_r l); & I_1 &= i_{c_0}/(i_{\gamma_r} i_l) = 1; \\ \Pi_2 &= \varphi_r; & I_2 &= i_{\varphi_r} = 1; \\ \Pi_3 &= v^2/(gl); & I_3 &= i_v^2/(i_g i_l) = 1; \\ \Pi_4 &= \eta v/\gamma_r l^2 \text{ или } \Pi_4 = \omega v/(\gamma_r l^2); \\ I_4 &= i_{\eta} i_v/(i_{\gamma_r} i_l) = 1, \end{aligned} \right\} \quad (127)$$

где c_0 — сцепление грунта; $C_{уд}$ — число ударов динамического плотнмера ДорНИИ; ω — весовая влажность грунта [остальные обозначения см. в формуле (124)].

Соблюдение критерия Π_1 при изменении линейного размера требует изменения среды по удельному весу грунта γ_r или прочности c_0 , $C_{уд}$. При сохранении прочностных свойств грунта можно применять трудоемкое центробежное моделирование, но его реализация сопряжена со значительными материальными затратами.

17. Формулы перехода от параметров модели к параметрам оригинала при приближенном моделировании рабочих процессов землеройных машин (Баловнев, 1981)

Определяющий параметр	С изменением прочностных свойств среды при		Без измененных прочностных свойств среды
	$\gamma_{г.м} = \gamma_{г.н}; \varphi_{г.м} = \varphi_{г.н}$	$\gamma_{г.м} \neq \gamma_{г.н}; \varphi_{г.м} \neq \varphi_{г.н}$	
Угол резания и др.		$\alpha_{ин} = \alpha_{им}$	
Толщина стружки		$a_n = a_m i_l$	
Ширина стружки		$b_n = b_m i_l$	
Высота (ковша, отвала) и др.		$H_n = H_m i_l$	
Вместимость		$V_n = V_m i_l^3$	
Скорость процессов резания (копания, передвижения)	$v_n = v_m i_l^{0,5}$	$v_n = v_m i_l^2 i_{\omega}^{-1}$	$v_n = v_m i_l^{\frac{n}{2}-1}$
Сопротивление копанию	$P_n = P_m i_l^3$	$P_n = P_m i_l^3 i_{\gamma_r} i_{\varphi_r}$	$P_n = P_m i_l^n$
Силы тяжести	$G_n = G_m i_l^3$	$G_n = G_m i_l^3 i_{\gamma_r}$	$G_n = G_m i_l^n$
Тяговое усилие	$T_n = T_m i_l^3$	$T_n = T_m i_l^3 i_{\varphi_{сц}}$	$T_n = T_m i_l^n$
Мощность	$N_n = N_m i_l^{3,5}$	$N_n = N_m i_l^{3,5} i_{\varphi_{сц}}$	$N_n = N_m i_l^{\left(\frac{3}{2}n-1\right)}$
Динамическая нагрузка	$P_{д.н} = P_{д.м} i_l^3$	$P_{д.н} = P_{д.м} i_l^3$	$P_{д.н} = P_{д.м} i_l^n$

Примечание. $i_{\gamma_r} = \gamma_{г.н}/\gamma_{г.м}$; $i_{\varphi_{сц}} = \varphi_{сц.н}/\varphi_{сц.м}$; $i_{\omega} = \omega_n/\omega_m$; $i_{\varphi_r} = \varphi_{г.н}/\varphi_{г.м}$ — поправочные коэффициенты, учитывающие искажение подобия при формировании модели по удельному весу грунта, сцеплению, влажности и внутреннему трению.

Сохраняя $\gamma_{г.м} = \gamma_{г.н}$ для соблюдения критерия Π_1 , изменяют прочностные свойства грунта (метод эквивалентных материалов). Эквивалентные материалы для талых и мерзлых грунтов разработаны в МАДИ (Баловнев, 1981).

Формулы перехода от модели к оригиналу при моделировании рабочих процессов с изменением и без изменения прочностных свойств грунтов представлены в таблице 17.

Как при работе с эквивалентными материалами, так и с материалами без изменения свойств среды (грунта) вводят ограничения по линейному масштабу модели, определяемые:

предельно допустимыми минимальными объемами грунта, взаимодействующего с рабочими органами моделей: $V \geq 200 d^3$, где d — размер фракции грунта;

точностью методов измерения:

$$\frac{l_n}{kd_{\max}} \geq i_l \leq \left(\frac{P_n \varepsilon 100}{k_{т.п} P_{пр \max}} \right)^{1/n+1}, \quad (128)$$

где l_n — определяющий линейный размер рабочего оборудования; $d_{\max}$ — максимальный размер фракции грунта в натурных условиях; k — коэффициент, зависящий от характера исследуемого процесса; $k=15,4$ при перемещении призмы грунта бульдозером; $k=7,4$ при перемещении призмы грунта в ковше; $k=5$ при работе рыхлителей; P_n — усилие, характеризующее рабочий процесс природы; ε — относительная ошибка опыта; $\varepsilon=0,08...0,10$; $P_{пр \max}$ — предел измерения по рабочей шкале прибора; $P_{пр \max} = k_1 P_{\min}$; k_1 — коэффициент, зависящий от условия записи на осциллографическую бумагу; $k_1=2$; 4 и 5 при ширине бумаги соответственно 60, 100 и 120 мм; $P_{\min}$ — минимальное усилие, замеряемое отклонением луча шлейфа осциллографа при максимальном усилии; $k_{т.п}$ — класс точности прибора, %; $k_{т.п}=3...5$ %; n — показатель степени, зависящий от характера подобия объектов, определяется экспериментально из выражения $P_n = P_n i^n$; $n=2$ — мерзлые грунты; $n=3$ — талые грунты; для предварительных расчетов n определяют методом последовательного приближения: $n = \lg Y / \lg i - 1$, где $Y = P_n \varepsilon 100 / (P_{пр \max} k_{т.п})$; $\lg$ — основание десятичного логарифма.

Исследования, как правило, ограничивают моделями с масштабными коэффициентами i_l и $1,5 i_l$.

Глава VIII. ДИНАМИКА ЗЕМЛЕРОЙНЫХ И ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

В процессе работы на землеройную и землеройно-транспортную машину действуют компоненты сопротивления копанью, реакции грунта на опорные части ходового оборудования, силы тяжести, инерции, ветра и сопротивление воздуха (обычно двумя последними пренебрегают ввиду малости).

Действующие нагрузки могут быть постоянными (не меняют со временем значения, направления и точки приложения) и переменными (изменяют один из параметров). Постоянные относят к статическим, переменные — к динамическим нагрузкам.

Машины бывают с установившимся и неуставившимся режимом работы. Установившийся режим характерен для машин непрерывного действия (многоковшовые экскаваторы), неуставившийся — для машин циклического действия (бульдозеры и др.). Для каждой машины характерны разгон, установившийся режим, торможение и резкое stopование при встрече рабочего органа с непреодолимым препятствием.

При выборе расчетных положений для элементов конструкции учитывают следующие виды действующих нагрузок: нормальные, случайные и аварийные.

Нормальные нагрузки, действующие в процессе нормальной эксплуатации, учитываются при расчете конструкции на долговечность.

Случайные нагрузки, действующие в самых неблагоприятных сочетаниях, учитываются при расчете элементов конструкции на прочность.

Аварийные нагрузки, действующие при редко встречающихся обстоятельствах, но приводящие конструкцию в неработающее состояние, учитываются при расчете предохранительных устройств и блокировок.

Реальный механизм заменяется моделью, составленной из дискретных масс, находящихся под действием внешних нагрузок и внутренних сопротивлений. При этом считают (Волков, Николаев, Марченко, 1972), что массой упругих элементов вследствие их малости можно пренебречь, а массивные диски и детали малой длины имеют бесконечно большую жесткость.

Машину вместе с рабочим оборудованием, рамой, двигателем и трансмиссией рассматриваем как ряд сосредоточенных масс с определенными моментами инерции, соединенных между собой упругими связями в виде валов, муфт, редукторов, зубчатых и червячных зацеплений, цепных и ременных передач, канатами, деталями металлических конструкций и т. д., обладающими соответствующей жесткостью (угловые и линейные перемещения от действия единичных моментов или сил).

Такая система носит название *динамической эквивалентной системы* (рис. 37) с конечным числом степеней свободы. Эта система с достаточной точностью может быть приведена к расчету простой упругой системы с одной или двумя и т. д. степенями свободы, находящимися под действием внешних нагрузок. Такая система носит название *упрощенной одно- (двух-, трех и т. д.) массовой эквивалентной системы*, характеризуемой приведенными моментами инерции, массой, жесткостью и податливостью.

Для получения приведенной массы или приведенного момента инерции запишем выражение кинетической энергии приведенной массы как сумму кинетических энергий масс, которые она заменяет:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{2} m_{\text{пр}} v_{\text{пр}}^2 &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k m_i v_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^l I_i \omega_i^2; \\ \frac{1}{2} I_{\text{пр}} \omega_{\text{пр}}^2 &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k m_i v_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^l I_i \omega_i^2, \end{aligned} \right\} \quad (129)$$

где $m_{\text{пр}}$, $I_{\text{пр}}$ — соответственно приведенные масса и момент инерции; $v_{\text{пр}}$, $\omega_{\text{пр}}$ — линейная и угловая скорость элемента приведения; v_i , ω_i — линейная и угловая скорость i -го элемента механизма.

Из этих уравнений находим:

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{пр}} &= \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{v_i}{v_{\text{пр}}} \right)^2 + \sum_{i=1}^l I_i \left(\frac{\omega_i}{v_{\text{пр}}} \right)^2; \\ I_{\text{пр}} &= \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{v_i}{\omega_{\text{пр}}} \right)^2 + \sum_{i=1}^l I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\text{пр}}} \right)^2. \end{aligned} \right\} \quad (130)$$

Указанные выражения могут быть представлены в другой форме с учетом, что $v_i = \omega_i R$ и $u = \omega_{\text{пр}} / \omega_i = v_{\text{пр}} / v_i$ (R — расчетный радиус исполнительного механизма относительно оси его приведения, u — передаточное число трансмиссии):

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{пр}} &= \sum_{i=1}^k m_i \frac{1}{u^2} + \sum_{i=1}^l I_i \frac{1}{u^2 R^2}; \\ I_{\text{пр}} &= \sum_{i=1}^k m_i \frac{R^2}{u^2} + \sum_{i=1}^l I_i \frac{1}{u^2}; \\ m_{\text{пр}} &= I_{\text{пр}} / R^2. \end{aligned} \right\} \quad (131)$$

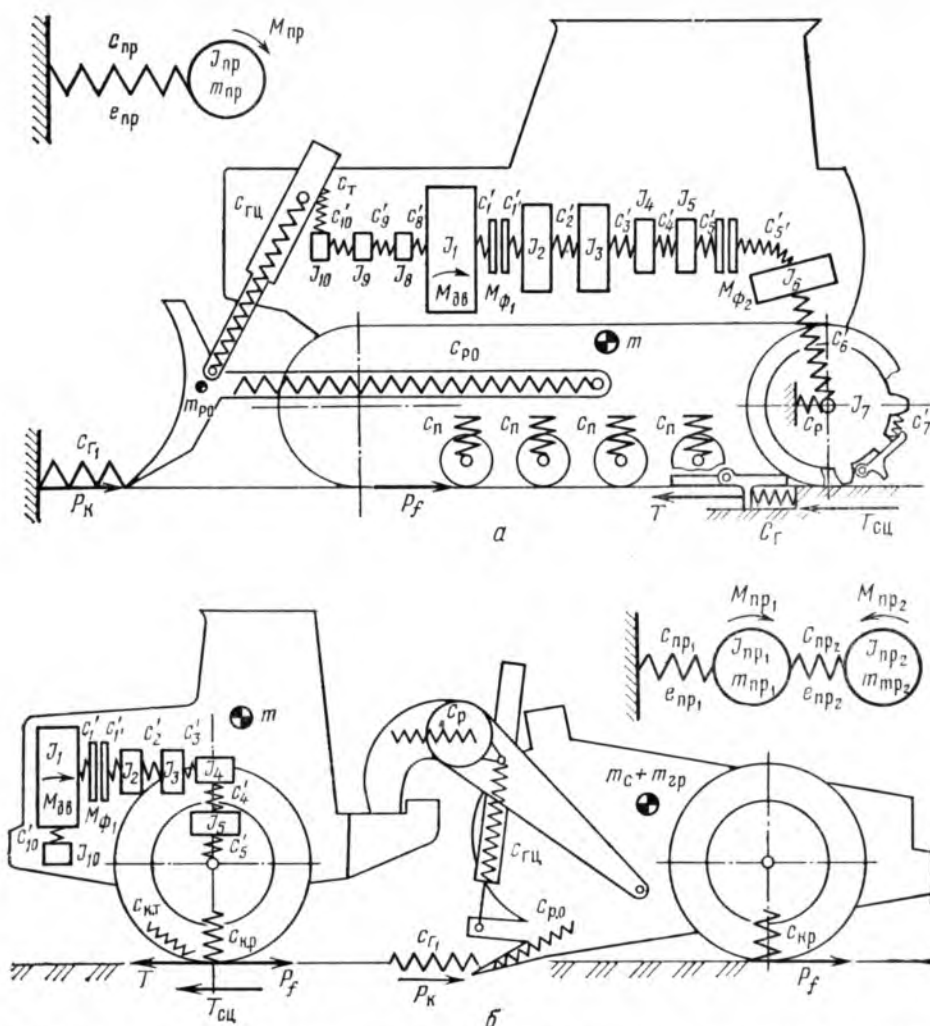


Рис. 37. Эквивалентные и упрощенные одно- и двухмассные динамические системы: а — для бульдозера; б — для самоходного скрепера.

Приведенные силы и моменты определяют из условия равенства их работы сумме работ тех сил и моментов, которые они заменяют:

$$\left. \begin{aligned} P_{np} v_{np} &= \sum_{i=1}^k P_i v_i + \sum_{i=1}^l M_i \omega_i; \\ M_{np} \omega_{np} &= \sum_{i=1}^k P_i v_i + \sum_{i=1}^l M_i \omega_i, \end{aligned} \right\} \quad (132)$$

где P_{np} , M_{np} — соответственно приведенные сила и момент; P_i , M_i — проекция соответствующей i -й силы на направление движения центра масс звена (или на направление вектора абсолютной скорости звена) и момент, действующий на i -е звено.

Из этих уравнений находим:

$$\left. \begin{aligned} P_{np} &= \sum_{i=1}^k P_i \frac{v_i}{v_{np}} + \sum_{i=1}^l M_i \frac{\omega_i}{v_{np}}; \\ M_{np} &= \sum_{i=1}^k P_i \frac{v_i}{\omega_{np}} + \sum_{i=1}^l M_i \frac{\omega_i}{\omega_{np}}. \end{aligned} \right\} \quad (133)$$

Приведение угловой (Н·м/рад) и линейной (Н/м) жесткости к какому-либо элементу конструкции выполняется по равенству потенциальной энергии упругой деформации искомого элемента и элемента приведения:

$$\frac{M_1 \varphi_1}{M_2 \varphi_2} = \frac{c_{\varphi_{\text{пр}}} \varphi_1^2 / 2}{c_{\varphi_2} \varphi_2^2 / 2} \text{ или } \frac{M_1}{M_2} = \frac{c_{\varphi_{\text{пр}}} \varphi_1}{c_{\varphi_2} \varphi_2}.$$

Тогда

$$c_{\varphi_{\text{пр}}} = \frac{M_1}{M_2} c_{\varphi_2} \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = c_{\varphi_2} \frac{1}{u_{12}} \frac{M_1}{M_1 u_{12} \eta} = \frac{c_{\varphi_2}}{u_{12}^2 \eta}, \quad (134)$$

аналогично

$$c_{x_{\text{пр}}} = c_{x_2} R_1^2 / (u_{12}^2 \eta), \quad (135)$$

где $c_{\varphi_{\text{пр}}}$, $c_{x_{\text{пр}}}$ — приведенные угловая и линейная жесткость, c_{φ_2} , c_{x_2} — угловая и линейная жесткость; M_1 , M_2 — моменты, которыми нагружены ведущий и ведомый валы; φ_1 , φ_2 — углы поворота ведущего и ведомого валов под действием соответствующих моментов M_1 , M_2 ; u_{12} — передаточное отношение между валами 1 и 2; η — механический КПД механизма; R_1 — радиус исполнительного органа.

Для перехода от линейной жесткости, измеряемой в Н/м, к угловой, измеряемой в Н·м/рад, необходимо линейную жесткость умножить на квадрат радиуса исполнительного органа.

Приведя жесткость всех элементов к одному месту, определяют суммарную жесткость упругих элементов, расположенных: последовательно

$$c_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots + \frac{1}{c_n}} \quad (136)$$

и параллельно

$$c_{\text{пр}} = c_1 + c_2 + \dots + c_n. \quad (137)$$

Для решения ряда динамических задач машин с разветвленной трансмиссией пользуются понятием податливости [рад/(Н·м)]:

$$e = 1/c_{\varphi}.$$

Податливость также приводят по равенству потенциальной энергии эквивалентной и действительной систем:

$$e_{\text{пр}} = e u^2. \quad (138)$$

Суммарная приведенная податливость:

$$e_{\text{пр.сум}} = k \sum_{i=1}^n e_i u^2, \quad (139)$$

где k — коэффициент, учитывающий податливость опор, корпусных деталей и металлоконструкции; $k = 1, 1, \dots, 2, 0$.

Представление о реальных механизмах как об абсолютно упругих телах в случае действия пластических и вязких деформаций является условным. Наличие в элементах машины или в процессе взаимодействия рабочих органов и движителей с внешней средой сухого и вязкого трения позволяет более точно описывать машины, если им приписывать свойства вязкоупругости.

На рисунке 37 представлены динамические эквивалентные схемы бульдозера и самоходного скрепера для случая, когда вся энергия двигателя реализуется через трансмиссию и движители. Трансмиссия рассматривается как ряд сосредоточенных масс, обладающих моментами инерции: I_1 — вала двигателя и всех его частей, приведенных к валу; I_2 — первичного вала коробки передач и вращающихся с ним деталей; I_3 — промежуточного вала коробки передач; I_4 — вторичного вала коробки передач; I_5 — главной передачи; I_6 — бортовых редукторов; I_7 — ведущих звездочек гусеничного движителя; I_8 , I_9 , I_{10} — вращающихся деталей привода системы управления.

Обозначения на рисунке 37: m — масса поступательно движущегося бульдозера и одноосного тягача; $m_{p.o}$ — масса рабочего оборудования и $m_c + m_{rp}$ — масса скрепера с грунтом; c_i — крутильные жесткости элементов трансмиссии; c_n — линейная жесткость подвески опорных катков; c_p — линейная жесткость элементов рамы тягача (скрепера); $c_{p.o}$ — линейная жесткость рабочего оборудования; $c_{гп}$ — линейная жесткость привода управления, воспринимающая усилия от сопротивления среды; $c_{к.р}$ — радиальная жесткость колеса; $c_{к.т}$ — тангенсальная жесткость колеса; $c_{г1}$ — жесткость грунта перед рабочим органом; $c_г$ — жесткость грунта перед грунтозацепами; $c_т$ — линейная жесткость трубопроводов.

На рабочее оборудование действует касательная составляющая сопротивления копанию P_k , на движители — сопротивление движению P_f и движущая сила T , которая при нарушении сцепления между движителем и грунтом переходит в предельную силу тяги по сцеплению $T_{сц}$.

При встрече рабочего органа с непреодолимым препятствием, имеющим предельную жесткость $c_{г1}$, условно считаем его массу бесконечно большой, а бульдозер представляем в виде одномассной, скрепер — двухмассной системы с приведенными динамическими показателями.

В трансмиссии привода движителей могут находиться главные сцепления с моментом трения $M_{ф1}$ и бортовые фрикционы $M_{ф2}$, пробуксовки которых в процессе работы не происходит.

Для составления дифференциальных уравнений движения машины используем принцип Даламбера: любая задача динамики сводится к задаче статики, если к внешним силам, действующим на систему, и к реакциям связей добавить силы инерции, равные произведениям масс системы на соответствующие ускорения, взятые с обратным знаком. Для жестких систем необходимым и достаточным условием равновесия будет равенство нулю геометрической суммы сил и суммы моментов этих сил относительно произвольной точки O :

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (-m_i a_i + P_i + R_i) &= 0; \\ \sum_{i=1}^n M_0(-m_i a_i + P_i + R_i) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (140)$$

где $m_i a_i$ — сила инерции; P_i — активная сила; R_i — реакции связей, приложенные к i -й массе системы.

Для произвольной деформируемой системы указанных условий равновесия системы недостаточно. Объединение принципа Даламбера и принципа возможных перемещений: суммы элементарных работ всех активных сил, приложенных к материальной системе, подчиненной идеальным неосвобождающим связям, и сил инерции на всяком возможном перемещении (совместим со связями) равны нулю, дает необходимое решение:

$$\sum_{i=1}^n [(m_i \ddot{x}_i - X_i) \delta x_i + (m_i \ddot{y}_i - Y_i) \delta y_i + (m_i \ddot{z}_i - Z_i) \delta z_i] = 0, \quad (141)$$

где X_i, Y_i, Z_i — проекции равнодействующей внешних сил и реакций связей, приложенные к i -й массе; x_i, y_i, z_i — координаты точек их приложения; $\delta x_i, \delta y_i, \delta z_i$ — проекции на оси координат произвольного перемещения i -й массы; $\ddot{x}_i, \ddot{y}_i, \ddot{z}_i$ — проекции вектора ускорения i -й массы на оси декартовой системы координат.

Для применения принципа Даламбера необходимо знать направление и значение всех сил, действующих на систему, а также направление ускорений всех масс системы, что не всегда возможно.

Принцип Даламбера, имеющий большую физическую наглядность при составлении уравнений равновесия элементов машин, находящихся под действием упругих сил и сил инерции, при рассмотрении динамики сложных машин оказывается чрезмерно громоздким, что ограничивает его практическое применение.

Более универсальным методом описания собственных колебаний динамической системы является метод Лагранжа, основанный на понятии обобщенных координат.

В функции принятых обобщенных независимых координат системы записываются потенциальная и кинетическая энергия для отдельных сборочных единиц, которые в сумме дают потенциальную и кинетическую энергию всей динамической системы. Уравнения Лагранжа второго рода являются уравнениями малых собственных колебаний системы около положения равновесия. Число уравнений должно быть равно числу степеней свободы, то есть соответствовать числу сосредоточенных масс.

Уравнение движения для каждой обобщенной координаты можно получить, применив преобразование Лагранжа к уравнению энергетического баланса системы $T + D + \Pi = W$:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = \frac{\partial W}{\partial q_i}, \quad (142)$$

где T — кинетическая энергия; Π — потенциальная энергия; D — диссипативная функция; W — работа внешних сил, действующих на систему; q_i — обобщенная координата (линейная или угловая); $\dot{q}_i$ — обобщенная скорость (линейная или угловая).

Так как логарифмические декременты затухания собственных колебаний консольных стреловых и несущих элементов землеройных машин непрерывного действия, например роторных многоковшовых экскаваторов, невелики и лежат в пределах: 0,1...0,2 для колебаний с низкими частотами и 0,05...0,08 для колебаний с высокими частотами, то диссипативной функцией рассеивания в уравнении (142) можно пренебречь при анализе частот и форм собственных колебаний системы.

Выражения для кинетической и потенциальной энергии имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} T &= \sum_{i=1}^n \frac{I_i \dot{\varphi}_i^2}{2}; \quad T = \sum_{i=1}^n \frac{m \dot{x}_i^2}{2}; \\ \Pi &= \sum_{i=1}^n \frac{c_{\varphi_i} (\varphi_i - \varphi_{i+1})^2}{2}; \quad \Pi = \sum_{i=1}^n \frac{c_{x_i} x_i^2}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (143)$$

где c_{φ_i} , c_{x_i} — соответственно крутильная и линейная жесткость i -го элемента.

В качестве примера на составление уравнения движения многомассовых систем рассмотрим трансмиссию бульдозера при свободных крутильных колебаниях (отсутствие возбуждающих внешних сил и потерь на трение), эквивалентная расчетная схема которого представлена на рисунке 37, а. За обобщенные координаты принимаем углы поворота дискретных масс $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, \varphi_7$.

Кинетическая энергия масс трансмиссии:

$$T = \frac{I_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{I_4 \dot{\varphi}_4^2}{2} + \frac{I_5 \dot{\varphi}_5^2}{2} + \frac{I_6 \dot{\varphi}_6^2}{2} + \frac{I_7 \dot{\varphi}_7^2}{2}. \quad (144)$$

Потенциальная энергия упругой трансмиссии при крутильных деформациях:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{c'_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c'_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{c'_3 (\varphi_3 - \varphi_4)^2}{2} + \frac{c'_4 (\varphi_4 - \varphi_5)^2}{2} + \\ &+ \frac{c'_5 (\varphi_5 - \varphi_6)^2}{2} + \frac{c'_6 (\varphi_6 - \varphi_7)^2}{2}. \end{aligned} \quad (145)$$

Члены уравнения (142) для i -й массы:

$$\left. \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) = I_i \ddot{\varphi}_i; \right\} \quad (146)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} &= 0; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} &= -c_{\varphi_i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{\varphi_i}(\varphi_i - \varphi_{i+1}). \end{aligned} \right\} \quad (146)$$

Подставив указанные значения в уравнение Лагранжа (диссипативными потерями пренебрегаем, обобщенная сила равна нулю), получим семь линейных дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих свободное движение трансмиссии:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= -c_{\varphi_1}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{\varphi_1}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{\varphi_2}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{\varphi_2}(\varphi_2 - \varphi_3) - c_{\varphi_3}(\varphi_3 - \varphi_4); \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{\varphi_3}(\varphi_3 - \varphi_4) - c_{\varphi_4}(\varphi_4 - \varphi_5); \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 &= c_{\varphi_4}(\varphi_4 - \varphi_5) - c_{\varphi_5}(\varphi_5 - \varphi_6); \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 &= c_{\varphi_5}(\varphi_5 - \varphi_6) - c_{\varphi_6}(\varphi_6 - \varphi_7); \\ I_7 \ddot{\varphi}_7 &= c_{\varphi_6}(\varphi_6 - \varphi_7). \end{aligned} \right\} \quad (147)$$

При действии на бульдозер и его трансмиссию внешних сил (рис. 37, а) система уравнений будет (Холодов, 1968):

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_d(\dot{\varphi}) - c_{\varphi_1}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{\varphi_1}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{\varphi_2}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{\varphi_2}(\varphi_2 - \varphi_3) - c_{\varphi_3}(\varphi_3 - \varphi_4); \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{\varphi_3}(\varphi_3 - \varphi_4) - c_{\varphi_4}(\varphi_4 - \varphi_5); \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 &= c_{\varphi_4}(\varphi_4 - \varphi_5) - c_{\varphi_5}(\varphi_5 - \varphi_6); \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 &= c_{\varphi_5}(\varphi_5 - \varphi_6) - c_{\varphi_6}(\varphi_6 - \varphi_7); \\ I_7 \ddot{\varphi}_7 &= c_{\varphi_6}(\varphi_6 - \varphi_7) - c_{\varphi_7}\left(\varphi_7 - \frac{a}{r}\right); \\ m_1 \ddot{a} &= \frac{c_{\varphi_7}}{r^2}(\varphi_7 r - a) - P_f - c_p(a - a_1); \\ (m - m_{p.o} - m_1) \ddot{a}_1 &= c_p(a - a_1) - \\ &\quad - c_{p.o}(a_2 - a_3); \\ m_{p.o} \ddot{a}_3 &= c_{p.o}(a_2 - a_3) - P_K, \end{aligned} \right\} \quad (148)$$

где a — линейное перемещение гусеничных тележек тягача; a_1 — линейное перемещение рамы тягача; a_2 — линейное перемещение рабочего органа в точке крепления его к раме трактора; a_3 — перемещение ножа бульдозера в направлении движения машины; m_1 — масса гусеничных тележек бульдозера; r — радиус зацепления ведущей звездочки; $m_{p.o}$ — масса рабочего органа; m — масса бульдозера.

Приведя все вращающиеся части к оси ведущего колеса и полагая $\ddot{a} = \ddot{a}_1 = \ddot{a}_3$, получим выражение:

$$\left(\frac{\Sigma I_{np}}{r^2} + m\right) \ddot{a} = T - P_f - P_K, \quad (149)$$

где ΣI_{np} — сумма моментов инерции всех вращающихся частей, приведенных к оси ведущего колеса; T — касательная сила тяги на ободе ведущего колеса, в пределе является постоянной силой тяги по сцеплению $T_{сц}$.

Уравнение (149) приводится к уравнению для жесткой одномассовой системы:

$$ma + P_f - T_{сц} = 0. \quad (150)$$

Глава IX. ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

1. Назначение и область применения одноковшовых экскаваторов в водохозяйственном строительстве

Одноковшовые универсальные экскаваторы — это экскаваторы циклического действия с одним ковшом или другим рабочим органом, осуществляющие, кроме выемки грунта (или иного материала), погрузочные, сваебойные и другие работы при помощи одного из видов сменного

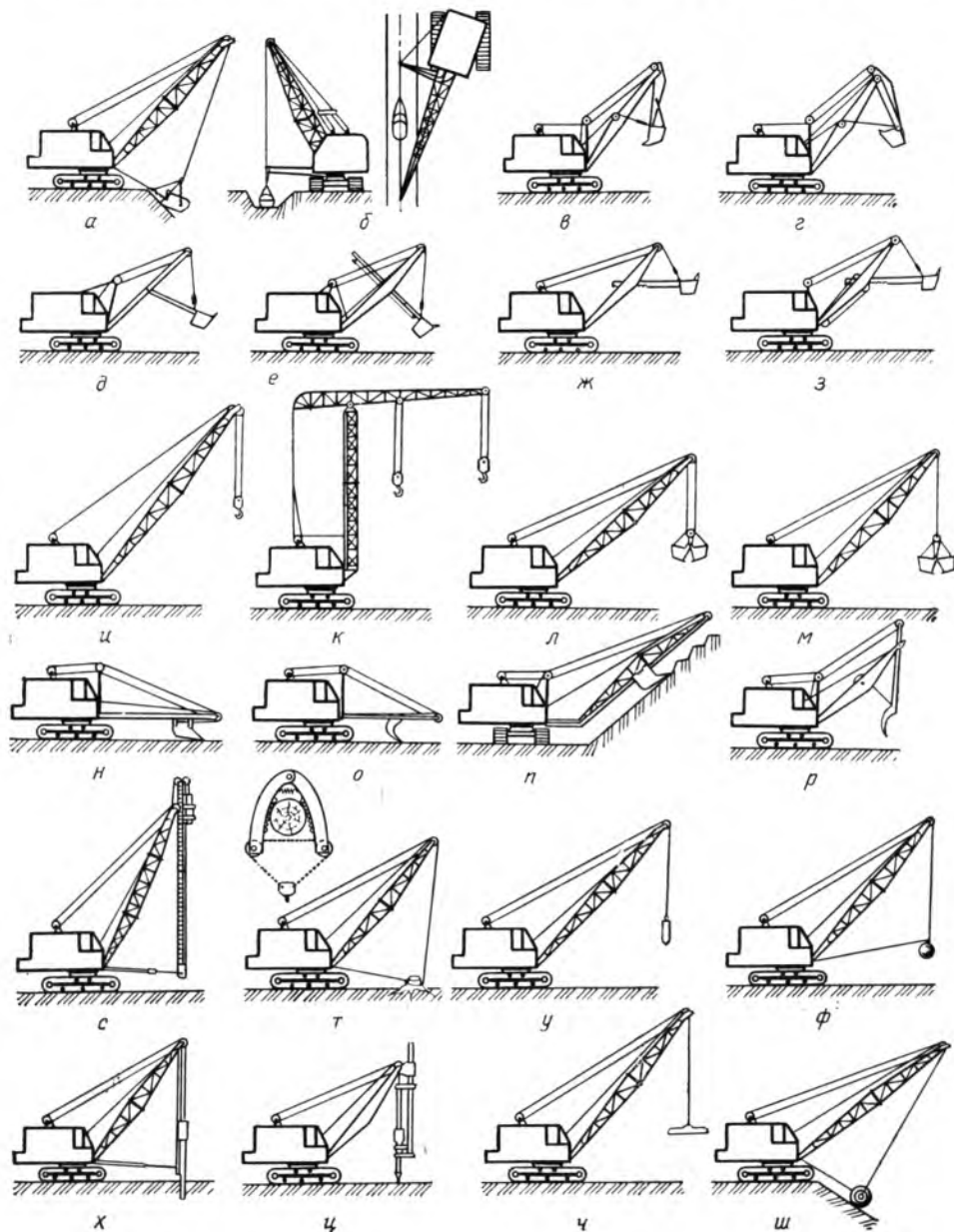


Рис. 38. Экскаваторы одноковшовые универсальные стрелчатые с гибкой канатной подвеской сменного рабочего оборудования:

а, б — драглайны; в, г — обратные лопаты; д, е, ж, з — прямые лопаты; и, к — краны; л, м — грейферы; н — струг; о — скребковый засыпатель; п — ковшовый откосопланировщик; р — засыпатель-планировщик; с, х — копры; т — корчеватель; у, ф, ц — рыхлители; ч, ш — трамбовщики.

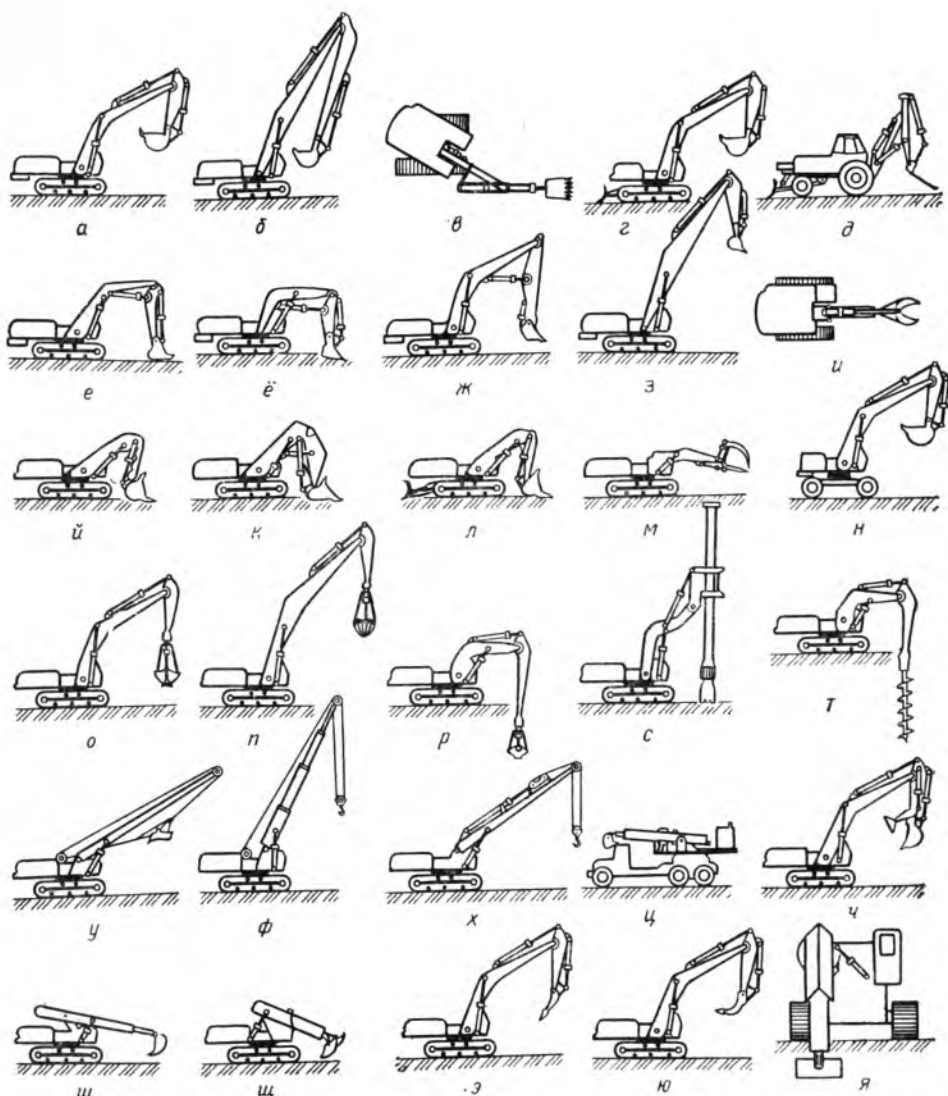


Рис. 39. Экскаваторы универсальные гидравлические с телескопической стрелой и жесткой подвеской сменного рабочего оборудования:

а, б, в, г, н, ц, ч, ш — обратные лопаты; д — вилы; е, ё, ж, з, и — прямые лопаты; й, к, л, м — погрузочное оборудование; о, п, р — грейферное оборудование; с — оборудование для глубокого копания («стена в грунте»); т — шнековый бур; у — драглайн с элементами гибкого и жесткого исполнения рабочего оборудования; ф, х — краны; щ, я — планировочное оборудование; э, ю — рыхлители.

рабочего оборудования. При выполнении рабочих операций одноковшовые экскаваторы не перемещаются (ГОСТ 15134—69).

Одноковшовые экскаваторы являются землеройными машинами и предназначены главным образом для производства земляных работ. Ими можно разрабатывать любые грунты: легкие и средние без предварительного рыхления, крепкие (прочные), скальные и мерзлые грунты с предварительным рыхлением, то есть после их взрыва или обработки специальными средствами.

Слово экскаватор происходит от латинского *exavo* — долбить, выдалбливать. Однако в результате развития и совершенствования конструкций сменного рабочего оборудования область применения одноковшовых экскаваторов значительно расширилась. Их применяют во всех

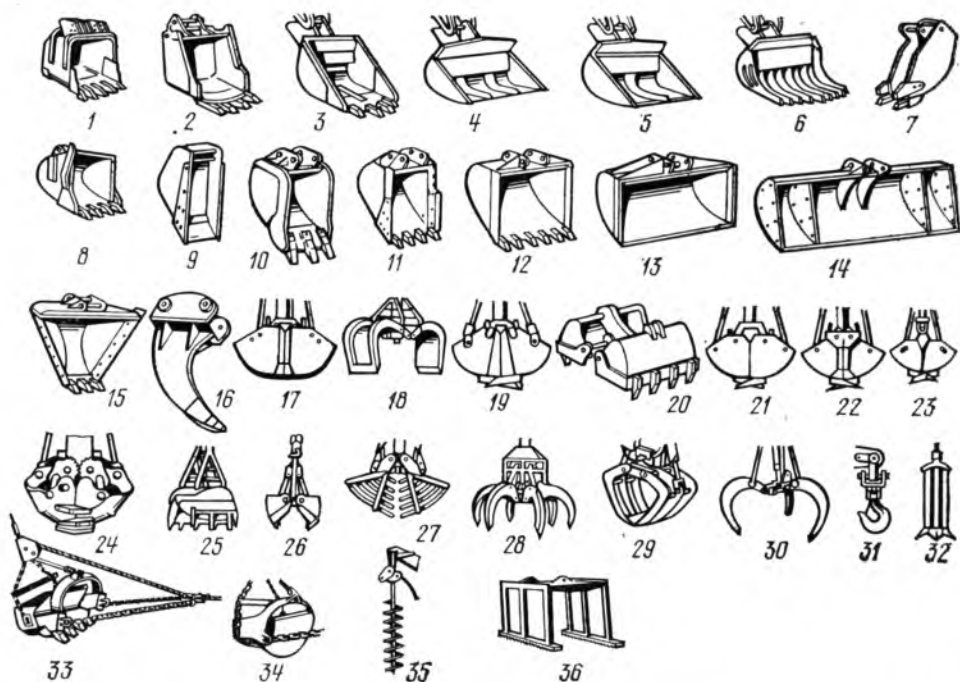


Рис. 40. Виды сменных рабочих органов одноковшовых экскаваторов:

1, 2 — прямые лопаты; 3, 4, 5, 6 — погрузочные лопаты; 7—15 — обратные лопаты; 16 — рыхлитель; 17—30 — грейферы; 31 — канровая подвеска; 32 — буровое приспособление; 33, 34 — драглайны; 35 — шнековый бур; 36 — грейферный захват.

видах строительства: водохозяйственном, промышленном, гражданском, дорожном и др.

В водохозяйственном строительстве их используют при строительстве оросительных и осушительных каналов, водохранилищ, насосных станций, возведении плотин, дамб, насыпей и полунасыпей различного назначения, разработке песка, гравия, глины (в качестве строительных материалов), механизации погрузочно-разгрузочных работ, корчевке пней, забивке свай, разборке старых зданий, при уплотнении грунтов и др.

Такая многогранная область применения объясняется тем, что одноковшовые экскаваторы имеют более тридцати видов сменного рабочего оборудования, некоторые представлены на рисунках 38 и 39. Основные виды рабочего оборудования (драглайн, прямая и обратная лопаты, грейфер, кран) будут рассмотрены ниже.

Одноковшовые экскаваторы классифицируют по назначению, способу перемещения, конструкции ходового устройства, виду и подвеске рабочего оборудования, по конструкции рабочих органов (рис. 40), по типу силового оборудования и другим важнейшим признакам (рис. 41). Новая система индексации (рис. 42) для одноковшовых экскаваторов отражает основную характеристику экскаватора. В основу ее заложена размерная группа машин, которая определяется в зависимости от эксплуатационной массы экскаватора (то есть с полной заправкой топливом и рабочей жидкостью без массы машиниста).

2. Кинематические схемы одноковшовых универсальных строительных экскаваторов

Конструкция любой машины должна обеспечивать свободный доступ к сборочным единицам и механизмам машины при монтаже, демонтаже и обслуживании. Вместе с тем компоновка сборочных единиц и

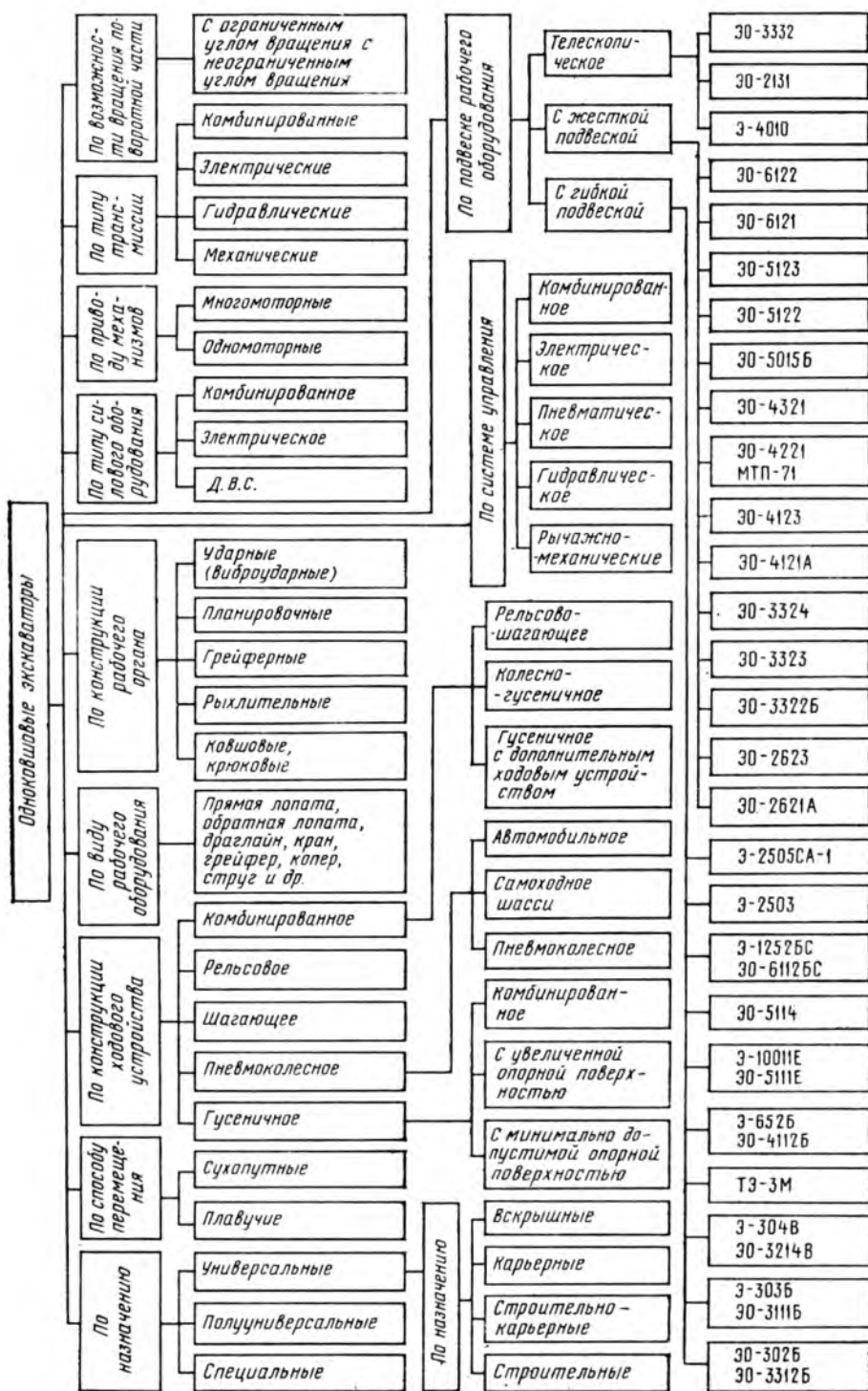


Рис. 41. Классификация одноковшовых экскаваторов.

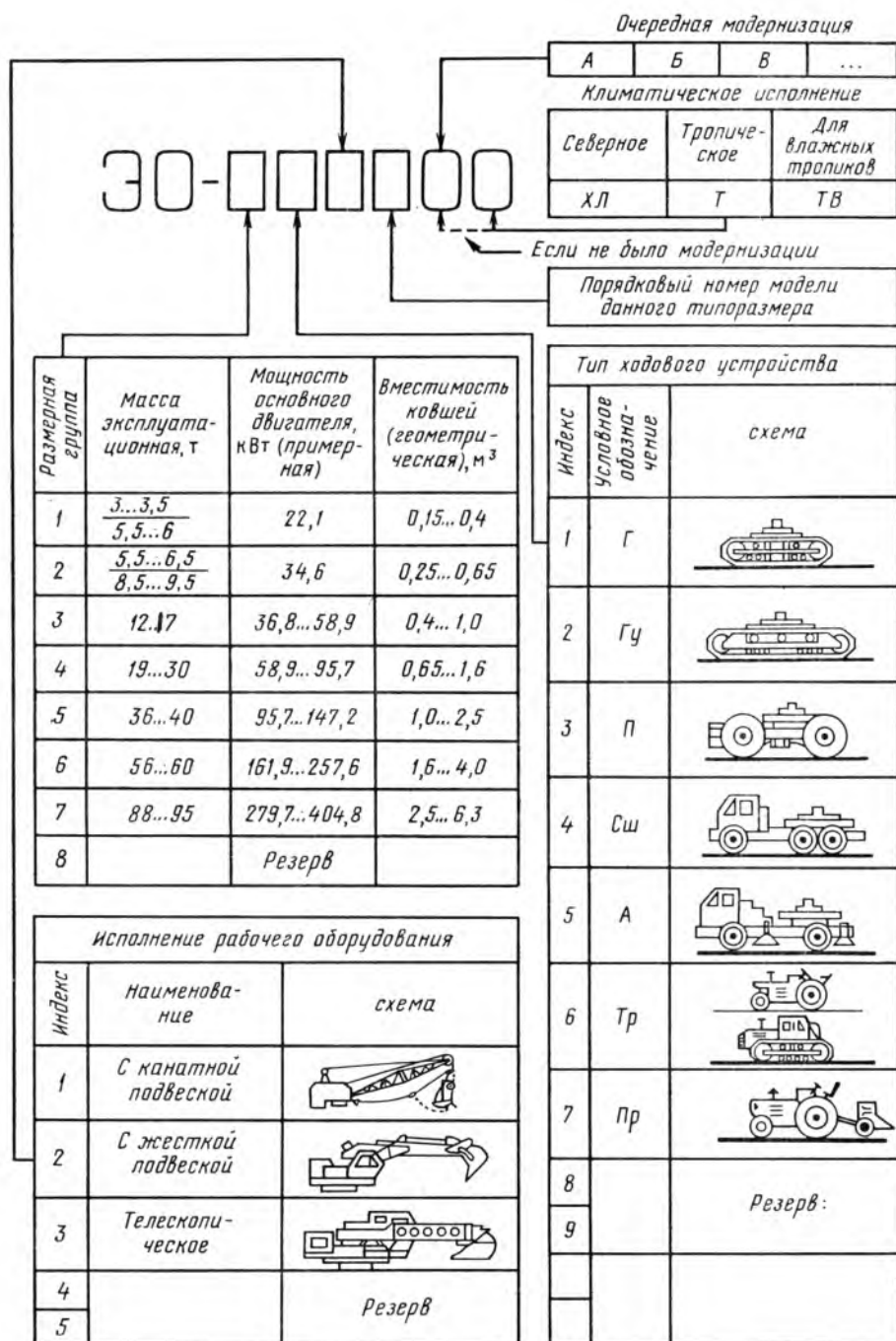


Рис. 42. Индексы одноковшовых универсальных строительных экскаваторов.

механизмов должна быть максимально компактной, чтобы габариты и эксплуатационная масса машины в собранном виде были как можно меньше.

Кинематическая схема одноковшового, однодвигательного экскаватора ЭО-3312Б с гибкой подвеской рабочего оборудования и пневмокошесным ходовым устройством изображена на рисунке 43, А.

От двигателя *а* через однодисковую фрикционную муфту замкнутого типа привода редуктора движение передается на вал *1*, опирающийся

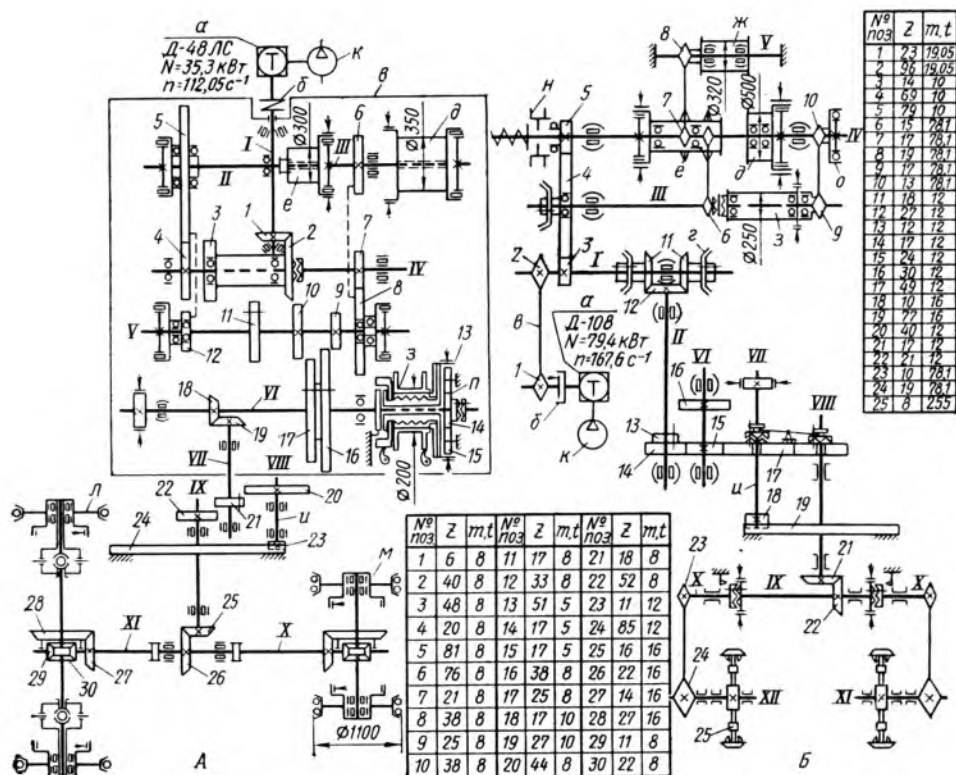


Рис. 43. Кинематические схемы одноковшовых универсальных строительных экскаваторов с гибкой подвеской рабочего оборудования:

А — ЭО-3312Б (Э-302Б); Б — ЭО-4112Б (Э-652Б); а — двигатель; б — главная муфта; в — редуктор; г — реверс; д — подъемный барабан; е — тяговый барабан; ж — напорный барабан; з — стрелоподъемный барабан; и — механизм поворота; к — компрессор; л — передний мост; м — задний мост; н — успокоитель; о — обгонная муфта; п — планетарный редуктор; ц — возвратная цепь; ш — механизм подъема стрелы; э — реверс поворота; I—XII — валы и оси; 1—30 — звездочки, шестерни, зубчатые колеса, зубчатые венцы. (Диаметры в мм.)

на роликовые радиально-упорные подшипники качения. На конце вала I жестко закреплена коническая шестерня 1 со спиральным зубом. Шестерня 1 входит в зацепление с конической шестерней 2, которая приварена к цилиндрической втулке. На другом конце втулки приварена цилиндрическая шестерня 3.

Втулка с шестернями 2 и 3 свободно вращается на валу передачи (на схеме вал IV) на радиальных подшипниках качения. Втулка со стороны конической шестерни 2 имеет подвижную зубчатую (кулачковую) муфту, которая включается во время работы экскаватора, приводя в движение вал передачи, и выключается при включении транспортных скоростей (третьей и четвертой), а также при транспортировке экскаватора на буксире.

На конце вала IV жестко закреплены шестерни 4 и 7, которые начинают вращаться после включения зубчатой муфты. Шестерня 4 входит в зацепление и приводит во вращение зубчатое колесо 5, свободно сидящее на валу II главной лебедки, которое, в свою очередь, входит в зацепление с паразитной шестерней (на схеме не показана) и через нее приводит во вращение шестерню 12, установленную на стакане горизонтального вала V реверса. Шестерня 7 входит в зацепление и приводит во вращение зубчатое колесо 8, установленное свободно на подшипниках качения на стакане вала V реверса, которое входит в зацепление и приводит во вращение зубчатое колесо 6, жестко закрепленное на валу III главной лебедки.

Валы *II* и *III* расположены соосно и, объединенные вместе, представляют как бы единый вал главной лебедки, состоящий из двух частей.

Таким образом, коническая шестерня 2 передает вращающий момент от вала *IV* через шестерни 4 и 7 на зубчатое колесо 5, заставляя постоянно вращаться в разные стороны зубчатые колеса 8 и 12, свободно установленные на стаканах вала *V* реверса и связанные со шкивами пневмокамерных муфт. При этом следует иметь в виду, что вращающий момент валу *V* не передается до включения одной из двух пневмокамерных муфт, сидящих по краям вала *V*.

Вал *V* называется валом реверса. Благодаря вращению зубчатых колес 8 и 12 в разные стороны при включении пневмокамерных муфт, левой или правой, вала *V* обеспечивается изменение направления вращения поворотной платформы (влево или вправо), движения экскаватора (вперед или назад) или вращения барабана подъема крановой стрелы (вверх или вниз).

В средней части вала реверса установлены три цилиндрические шестерни 9, 10 и 11, причем шестерня 11 подвижная, а шестерни 9 и 10 жестко закреплены на валу *V*.

Шестерни 9, 10 и 11 предназначены для изменения скоростей движения при включении соответствующих шестерен на валах *II* и *VI*. Например, необходимо переехать на первой скорости. В этом случае движение от двигателя *a* к валу *V* передается (как было описано выше) через шестерни 1 и 2, кулачковую муфту, шестерни 7 и 8, пневмокамерные муфты на вал *V*. Затем включением подвижного блока шестерен 16 и 17, сидящего на валу перемены скоростей *VI*, вводим в зацепление шестерню 16 с шестерней 9. Начинает вращаться вал *VI*, на котором в средней части жестко установлена коническая шестерня 18, входящая в зацепление с конической шестерней 19, так же жестко закрепленной на вертикальном валу главного редуктора *VII*, установленном в роликовых радиально-упорных подшипниках качения.

В средней части вала *VII* установлена подвижно цилиндрическая шестерня 21, которая может быть введена в зацепление с цилиндрической шестерней 22, жестко сидящей на вертикальном валу *IX* ходового механизма, через коническую пару 25 и 26, зубчатые муфты, валы *X* и *XI*, конические шестерни 27 и 28, шестерни дифференциала 29 и 30 и полуоси на пневмокопесный ход. Таким образом, получают первую скорость движения. Если же цилиндрическую шестерню 21, установленную на валу *VII*, ввести в зацепление с шестерней 20, жестко сидящей на верхнем конце вертикального вала поворота *VIII*, то вращение передастся шестерне 23, также жестко закрепленной на валу *VIII*, которая входит в зацепление с зубчатым венцом, приваренным в верхней части ходовой тележки. В этом случае платформа вращается на первой скорости. Шестерня 23 совершает должное движение, она вращается вокруг своей оси и одновременно обегает вокруг неподвижно закрепленного зубчатого венца. Таким образом, получается планетарный редуктор, где роль третьего звена (роль водила) играет поворотная платформа.

Для передвижения экскаватора или поворота платформы на второй передаче необходимо ввести в зацепление шестерню 17 с шестерней 10, а далее кинематическая цепь рассматривается, как описано выше.

Кроме вышеописанных реверсивных, первой и второй, передач (называемых рабочими), экскаватор имеет неревверсивные, третью и четвертую, передачи, которые называются транспортными или прямыми скоростями (так как шестерни 3 и 11 напрямую связывают валы *IV* и *V*).

Для передвижения на третьей или четвертой передаче необходимо ввести в зацепление подвижную шестерню 11 с цилиндрической шестерней 3, приваренной к втулке, свободно сидящей на валу *IV* с другой стороны от большой конической шестерни 2.

При включении шестерни 11 с шестерней 3 зубчатая муфта благодаря специальной блокировке выключается, движение передается на вал реверса V, а затем так, как было описано выше, только при включении подвижного блока шестерен 16 и 17 с шестернями 9 и 10 получают не-реверсивные прямые скорости, третью и четвертую.

Главная лебедка выполняет различные функции в зависимости от рабочего оборудования, установленного на экскаваторе. При рабочем оборудовании драглайн или обратная лопата главная лебедка имеет подъемный и тяговый барабаны.

Ковш поднимается следующим образом: от двигателя *a* движение передается через главную муфту *б*, вал I, коническую пару 1 и 2, зубчатую муфту и вал IV, шестерню 7, зубчатые колеса 8 и 6. При вращении зубчатого колеса 6 постоянно вращаются вал III и жестко установленная на правом конце этого вала ведущая часть пневмокамерной фрикционной муфты — крестовина. Вторую ведомую часть фрикционной муфты представляет корпус муфты, жестко связанной с подъемным барабаном *д*. При включении пневмокамерной фрикционной муфты воздух поступает в резиновую кольцевую камеру, увеличивает ее в объеме и прижимает фрикционные накладки к корпусу муфты, заставляя вращать ведомую часть пневмокамерной муфты (корпус), а следовательно, и подъемный барабан. При вращении на него наматывается подъемный канат и ковш поднимается.

Чтобы подтянуть ковш, необходимо привести во вращение тяговый барабан *е* с помощью пневмокамерной фрикционной муфты, расположенной в средней части вала III главной лебедки. Муфта на консоли вала II главной лебедки также связана с тяговым барабаном *е*.

Наружный фрикцион используется при работе крановым оборудованием для изменения направления вращения тягового барабана, который в этом случае выполняет функции подъемного и используется для реверсирования подъема и опускания груза путем включения среднего пневмофрикциона, например, для подъема, а внешнего пневмофрикциона на опускание на режиме двигателя.

Экскаватор ЭО-3312Б при рабочем оборудовании прямая лопата не имеет специального напорного механизма, он снабжается маятниковым напорным механизмом, при котором зубья ковша в грунт принудительно внедряются путем опускания стрелы при одновременном подъеме ковша.

При рабочем оборудовании грейфер на подъемном барабане запасывается поддерживающий канат, а на тяговом барабане — замыкающий канат. Кинематические цепи будут такими же, как описанные выше для подъемного и тягового барабанов. В расчетах необходимо учитывать кратность полиспастов различных канатов.

Для привода барабана 3 стрелоподъемной лебедки вращение передается от двигателя *a* через вал I, коническую пару 1 и 2, зубчатую муфту, вал IV, шестерни 7 и 8, вал V, шестерню 9 или 10, подвижный блок шестерен 16 и 17, вал VI.

На правом конце вала VI установлена зубчатая муфта привода планетарного механизма, при включении которой начинает вращаться солнечная шестерня 14, приводящая в движение шестерни-сателлиты 15, закрепленные свободно и, в свою очередь, приводящие в движение зубчатый венец 13 планетарного механизма. Венец планетарного механизма при помощи шпонки посажен на правый конец винта, на котором на гайке установлен стрелоподъемный барабан 3, на левом конце винта установлен гладкий диск (диск винта).

Между барабаном 3 и диском винта свободно установлен диск-храповик с двухсторонними фрикционными накладками. При вращении венца вместе с ним вращается четырехзаходный винт с диском винта, а по винту перемещается гайка, связанная с барабаном 3. При подъеме стрелы стрелоподъемный канат наматывается на барабан 3. Последний, навиваясь на винт, перемещается влево, а диск-храповик с фрикционными

накладками, постоянно застопоренный собачкой, зажимается между барабаном и диском винта. Сила прижатия барабана к диску (сила торможения) будет тем больше, чем больше нагрузка на барабан.

При подъеме стрелы собачка храпового устройства проскальзывает по зубьям храповика, выполненного на наружной поверхности диска-храповика, а барабан вращается вместе с диском-храповиком. При опускании винт, вращаясь в другую сторону, отжимает барабан от тормозных дисков. Окружная сила, поворачивая барабан, заставляет вращаться его на опускание стрелы, прижимая его снова к диску-храповику, который в этот момент неподвижен, так как при вращении в обратном направлении собачка застопорила его, то есть уперлась в зуб храпового колеса. Стрела, опускаясь под действием собственной массы, вращает барабан 3, с которого сматывается канат. При скорости вращения барабана, превышающей скорость винта, барабан снова сдвинется по винту влево и, зажимая неподвижный диск-храповик с фрикционными накладками, остановится.

Для повышения надежности работы лебедки наружная часть венца 13 выполнена в виде шкива, поверхность которого охватывается ленточным тормозом. С левой стороны вала установлен грузоподъемный тормоз.

Для безопасности рабочих-такелажников стрелу поднимают и опускают всегда только на первой скорости и на пониженных оборотах двигателя.

Отличие модификаций заключается только в конструкции ходового устройства: у экскаватора ЭО-3312 (Э-302) оно пнемомолесное, и этот экскаватор имеет четыре скорости движения; экскаваторы ЭО-3111 и ЭО-3214 имеют гусеничное ходовое устройство и только три скорости движения (четвертая транспортная скорость на гусеничных экскаваторах не используется). Экскаваторы ЭО-3111 всех модификаций имеют «нормальное» гусеничное ходовое устройство, то есть их выпускают с минимально допускаемой опорной поверхностью гусениц. Экскаваторы ЭО-3214 всех модификаций выпускают на гусеничном ходу с увеличенной (уширенно-удлиненной) поверхностью гусениц и используют во всех зонах нашей страны, где имеются грунты со слабой несущей способностью. Давление на грунт у экскаваторов ЭО-3214В колеблется в пределах 0,018...0,02 МПа, тогда как экскаваторы ЭО-3111В имеют давление на грунт 0,054 МПа, а экскаваторы ЭО-3312В— 0,55 МПа.

Кинематическая схема экскаватора ЭО-4112В (Э-652В) изображена на рисунке 43, Б. Вращение от двигателя *a* к механизмам передается через главную муфту *б* непостоянно замкнутого типа, фрикционную одnodисковую, на малую четырехрядную цилиндрическую звездочку 1. Затем через цепной редуктор движение передается на большую четырехрядную звездочку 2, которая жестко установлена на горизонтальном валу 1 реверса. Здесь движение разветвляется по двум направлениям: на валы III, IV, V и через вал I на валы и оси II, XI, VII, XIII и т. д. Первое направление составит кинематическая цепь, если движение будет передаваться через шестерню 3, жестко установленную на горизонтальном валу 1 реверса, через зубчатое колесо 4, свободно установленное на валу реверса главной лебедки, на зубчатое колесо 5, жестко сидящее на валу главной лебедки. Рассмотрев эту кинематическую цепь, можно определить скоростные и тяговые характеристики по работе главной и стрелоподъемной лебедок при различных видах сменного рабочего оборудования.

Если движение будет передано по второму направлению, в этом случае можно осуществить все кинематические и силовые расчеты по механизмам хода и поворота. При включении главной муфты *б* постоянно вращаются цепной редуктор *a*, горизонтальный вал реверса I, шестерня 3, зубчатые колеса 4 и 5, вал главной лебедки IV— все эти элементы составляют главную трансмиссию экскаватора.

3. Устройство и процесс работы одноковшовых экскаваторов

Поворотная платформа. Она предназначена для размещения на ней двигателя с основными механизмами экскаватора, крепления двуногой и передней дополнительной стоек и различного сменного рабочего оборудования. Платформа (рис. 44) воспринимает все нагрузки от массы закрепленных на ней сборочных единиц и механизмов, а также различные нагрузки, возникающие в процессе работы.

Поворотные платформы выпускают сварными или комбинированными (сварно-литыми). Поворотная платформа экскаватора ЭО-4112Б состоит из двух продольных балок коробчатого сечения. Сверху и снизу этих балок приварены стальные листы и усиливающие перегородки-диафрагмы, которые образуют жесткую прочную раму. Сверху этой рамы привариваются вертикально стойки поворотной платформы, левая 7 и правая 13. Стойки вместе с приваренными листами 11 в средней части рамы образуют закрытую масляную ванну. В этой масляной ванне смонтированы вертикальные валы, на которых установлены шестерни верхнего ходового механизма и др. В месте выхода валов к платформе приварены стаканы с усиливающими накладками.

Для контроля и обслуживания сборочных единиц, расположенных в ванне, имеются окна (люки) 14. Вдоль рамы с обеих сторон приварены боковые настилы 9 и 15, а на противовесной коробке 16 установлен задний настил 27. Противовесная коробка 16 разделена на 3 части. Крайние части — полые, их заполняют балластом для увеличения массы противовеса. Через задние люки противовесной коробки с помощью специальных болтов может быть установлен дополнительный противовес. В среднем отсеке противовесной коробки размещен топливный бак 2 дизеля. Дизель 17 установлен на двух стальных литых опорах 1, закрепленных в задней части рамы и на противовесной коробке. Под радиатором двигателя 17 установлен компрессор 26, приводящийся от двигателя с помощью клиноременной передачи.

Редукторы. Они изображены на рисунке 45. Главный редуктор экскаватора ЭО-33125 (рис. 45, а) представляет закрытую масляную ванну, в которой размещены все основные механизмы экскаватора. На верхней части редуктора установлена главная лебедка с барабанами на двух соосных валах. Тяговый барабан расположен между опорами, подъемный барабан находится на консоли вала. Фрикционы лебедок и фрикционы реверса открыты для облегчения контроля и обслуживания во время работы. Главный редуктор имеет смотровой люк на передней верхней части. Смазка всех шестерен, подшипников и деталей управления в главном редукторе, а также шестерен поворотной платформы во время передвижения осуществляется разбрызгиванием. Во время копания при включенном механизме поворота шестерни поворота, расположенные выше уровня масла, смазываются разбрызгиванием при помощи сжатого воздуха. На пульте управления имеется специальный кран смазки, нажимая на рукоятку которого, машинист подает струю воздуха в поддон поворотной платформы. Так смазывают 2...3 раза в 1 ч. Главный редуктор устанавливают на специально оборудованную поверхность поворотной платформы. Стакан редуктора вместе с валом входит в поддон поворотной платформы и взаимно центрирует главный редуктор и поддон поворотной платформы. Работа главного редуктора описана при рассмотрении кинематической схемы, изображенной на рисунке 43, А.

Двухступенчатый редуктор экскаватора ТЭ-3М (рис. 45, б) состоит из пяти косозубых и одной прямозубой цилиндрических шестерен. В редукторе установлены три вала 34, 38, 39 и одна ось 36. Имеется двухрядный шкив 35 под клиноременную передачу. В редуктор также входят две полумуфты: карданная (на рисунке не показана) и цепная 37. Все валы и ось установлены в подшипниках качения. Передача закрытая, все ко-

созубые шестерни работают в масляной ванне. Верхний и нижний уровни масла в корпусе редуктора указывают контрольные пробки.

В цепном редукторе (рис. 45, в) экскаватора ЭО-4112Б (подобный редуктор применяется также на экскаваторах ЭО-5111 всех модификаций) малая четырехрядная звездочка 40 соединена при помощи четырехрядной втулочно-роликовой цепи 41 с большой четырехрядной звездочкой 42, установленной на горизонтальном валу реверса. Цепной редуктор имеет кожух, который служит для предохранения передачи от пыли, сохранения смазки, поглощения шума передачи, а также для обеспечения безопасности обслуживающего персонала.

Механизмы реверса. Они предназначены для изменения направления движения различных механизмов и экскаватора в целом. Существует большое разнообразие механизмов реверса: с коническими зубчатыми передачами, с цилиндрическими зубчатыми, с планетарными и с комбинированными передачами (с цилиндрической зубчатой и цепной передачами) и др.

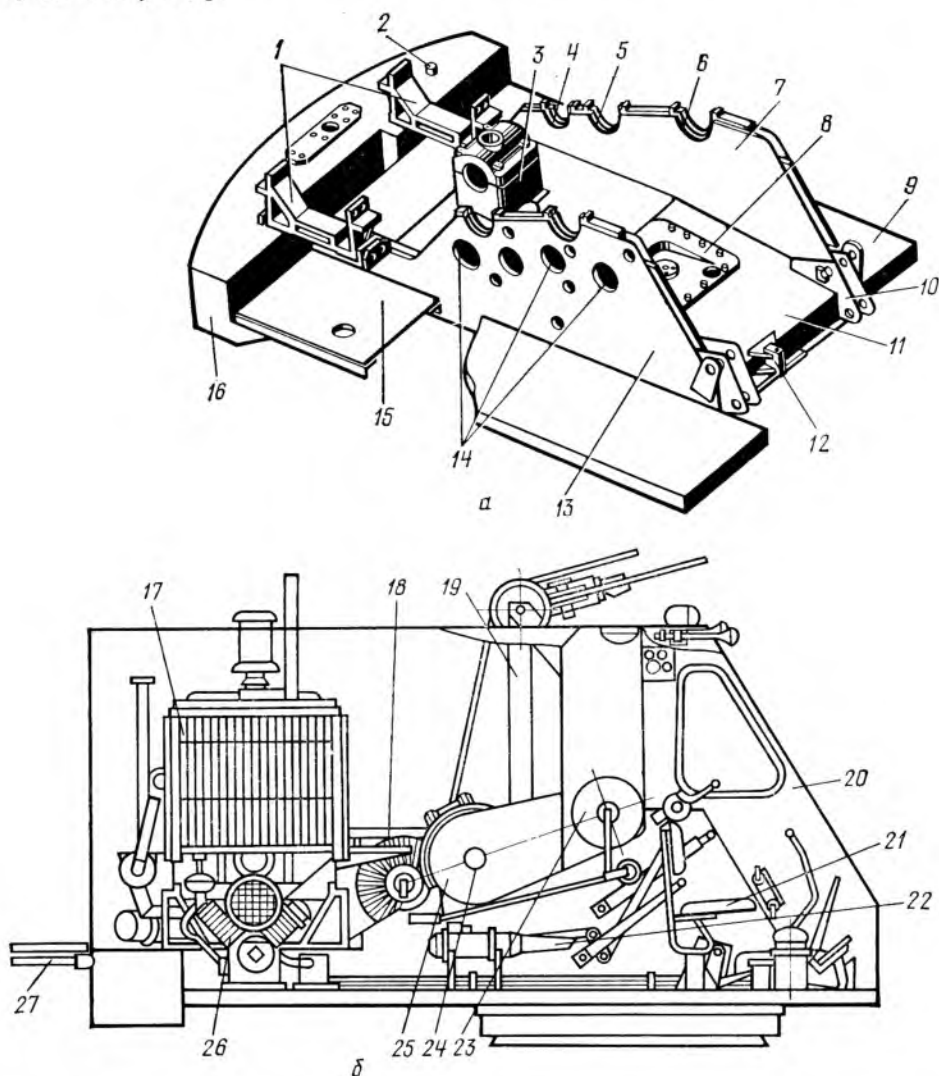


Рис. 44. Поворотная платформа и основные механизмы одноковшового экскаватора

а — поворотная платформа; б, в — размещение механизмов на поворотной платформе; 1 — стой- гнезда для опор валов; 7, 13 — стойки поворотной платформы; 8, 14 — люки; 9, 15 — боковые тивовесная коробка; 17 — дизель; 18 — механизм реверса; 19 — двуногая стойка; 20 — кабина; ной лебедки; 25, 29, 31 — кожухи; 26 — компрессор; 27 — задний съемный настил; 28 — главная 34 — звездочка; 35 — инструментальный ящик; 36 — колонки управления; 37 — педали; 38, 42 —

Схема механизма реверса с коническими зубчатыми колесами представлена на рисунке 46, а. Ведущий вал 1 постоянно вращается в направлении, указанном стрелкой. На горизонтальном валу 1 свободно установлены конические шестерни 2 и 3, которые поочередно могут соединяться с вращающимся валом 1 в зависимости от нужного направления, которое необходимо сообщить валу 5. С шестернями 2 и 3 находится в постоянном зацеплении коническое колесо 4, жестко сидящее на ведомом валу 5.

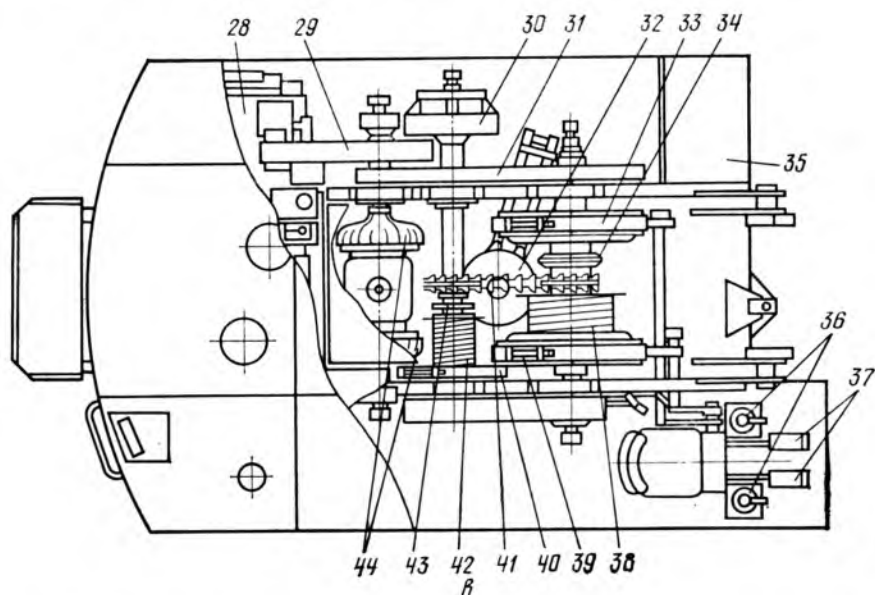
Механизм реверса с коническими зубчатыми колесами имеют экскаваторы ЭО-6112Б и др. (рис. 46, б, в).

Схема механизма реверса с цилиндрическими зубчатыми колесами представлена на рисунке 46, д, г.

Механизм реверса, состоящий из двух цилиндрических зубчатых колес и цепной передачи, представлен на рисунке 46, е. Ведущий вал 1 постоянно вращается по часовой стрелке. При включении зубчатой шестерни 2 вращение вала 37 передается через шестерню 35. При этом вал 37 вращается против часовой стрелки. При включении звездочки 36 вращение вала 37 передается через цепь 38 и звездочку 36. В этом случае вал 37 вращается по часовой стрелке. Такие механизмы реверса применяют для изменения направления вращения барабана главной или стрелоподъемной лебедок.

Продольный разрез механизма реверса поворота экскаватора ТЭ-3М показан на рисунке 46, ж. Устройство реверса аналогично конструкциям реверсов экскаваторов ЭО-4112Б и ЭО-6112Б, отличие в том, что фрикционы у них не колодочного, а ленточного внутреннего типа.

Главная лебедка. При помощи главной лебедки осуществляют основные движения рабочего органа экскаватора. Движение рабочим органам передается посредством стальных канатов, навивающихся на барабаны лебедки. Наименования барабанов зависят от вида рабочего оборудования, если это драглайн или обратная лопата, то барабаны называются подъемным и тяговым. Если это прямая лопата, то барабаны называются подъемным и напорным и т. п.



ра ЭО-4112Б:

ки опоры дизеля; 2 — горловина топливного бака; 3 — картер главного реверса; 4, 5, 6 — настилы; 10 — проушины; 11 — верхний (средний) настил; 12 — кронштейн наводки; 16 — про- 21 — сиденье машиниста; 22 — отопитель кабины; 23 — главная лебедка; 24 — реверс глав- муфта; 30, 44 — двухконусные фрикционы; 32 — механизм поворота; 33, 39, 40 — тормоза; барабаны; 41 — цепь; 43 — двухсторонняя кулачковая муфта.

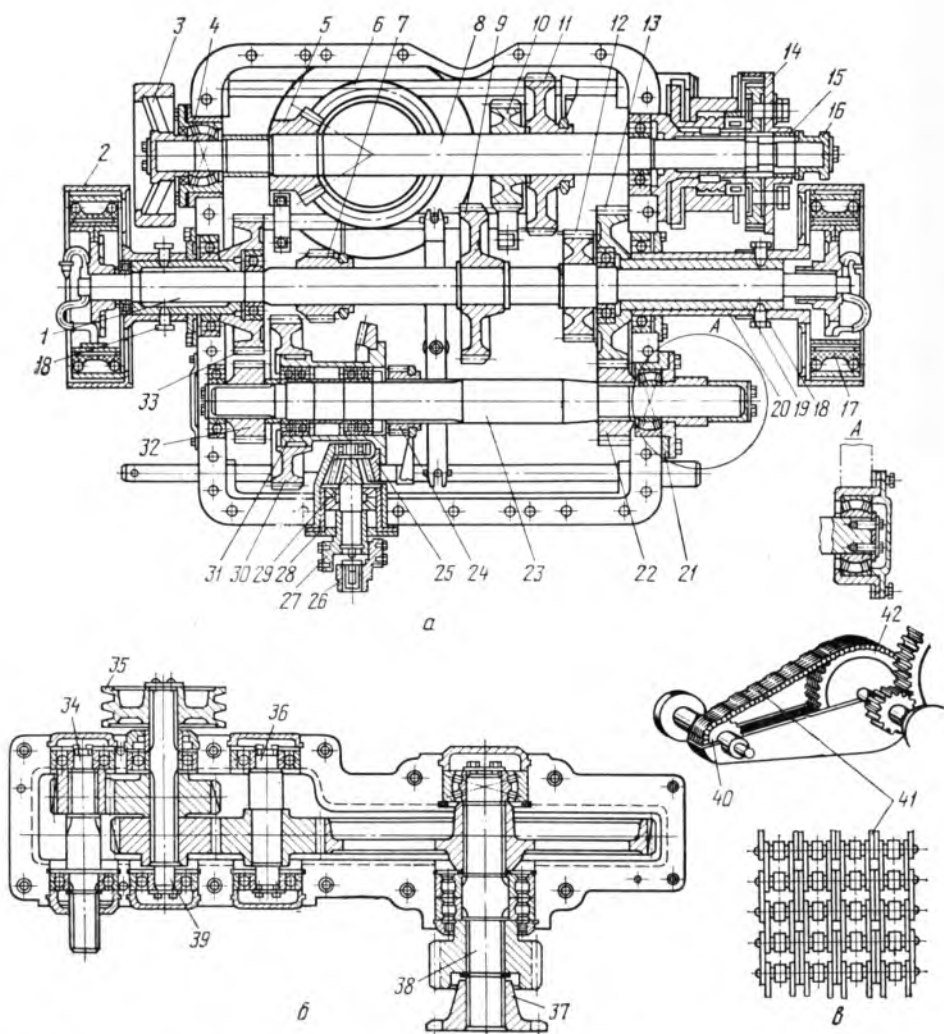


Рис. 45. Редукторы одноковшовых экскаваторов:

а — главный редуктор экскаватора ЭО-3312Б; *б* — редуктор экскаватора ТЭ-3М; *в* — редуктор экскаватора ЭО-4112Б; 1 — вал реверса; 2, 17 — пневмокамерные муфты; 3 — шкив; 4, 31 — ступицы; 5, 6, 25, 29 — конические шестерни; 7, 9, 10, 11, 12, 13, 15, 22, 24, 30, 32, 33 — цилиндрические шестерни; 8 — вал перемены скоростей; 14 — стрелоподъемная лебедка; 16 — зубчатая муфта; 18 — конусный болт; 19 — труба; 20 — втулка; 21, 28 — стаканы; 23 — вал первой передачи; 26 — кулачковая полумуфта; 27 — шлицевая полумуфта; 34, 38, 39 — валы; 35 — шкив; 36 — ось; 37 — полумуфта цепная; 40, 42 — четырехрядные звездочки; 41 — четырехрядная втулочно-роликовая цепь.

Лебедки бывают одновальными, если барабаны размещены на одном валу, или двухвальными, если барабаны главной лебедки размещены на двух параллельных валах. Барабаны обычно устанавливают на подшипниках. Они свободно вращаются на валах. Включают барабаны при помощи различных фрикционных устройств, останавливают тормозами. Барабаны выполняют разъемными. Они состоят обычно из двух половин. При смене одного оборудования на другое часто заменяют и барабаны (изменяется диаметр, рабочая длина, поверхность барабана, то есть гладкая или с нарезкой). Применение сменных частей барабана различного диаметра позволяет получить при постоянной скорости вращения вала лебедки различные скорости намотки канатов на барабан.

Главные лебедки наиболее распространенных отечественных одноковшовых строительных экскаваторов изображены на рисунке 47. Главная лебедка экскаватора ЭО-3312Б (рис. 47, а) рассмотрена при описании главного редуктора.

На правом конце вала главной лебедки Э-652Б (рис. 47, б) находится обгонная муфта со звездочкой 17 механизма ограничения скорости вращения стрелоподъемного барабана. Механизм обгонной муфты состоит из звездочки 17, диска, закрепленного на валу 3 главной лебедки на шлицах, и втулочно-роликовой цепи, соединяющей звездочку 17 со звездочкой 21 (рис. 48, б) барабана. При неподвижном стрелоподъемном барабане звездочка также неподвижна. Вал 3 главной лебедки вращается по часовой стрелке (если смотреть со стороны обгонной муфты) вместе с диском. Ролики силой трения откатываются в сторону расширения прорези и поджимают пружину. При вращении барабана по часовой стрелке звездочка 17 под натяжением цепи начинает вращаться быстрее вала главной лебедки и обгонять диск. Ролики, увлекаемые звездочкой 17, заклиниваются в узкой прорези между диском и звездочкой 17. Дальнейшее вращение звездочки 17 совершается со скоростью вращения вала 3 главной лебедки.

Стрелоподъемные лебедки. Они предназначены для подъема и опускания стрелы экскаватора. По типу привода стрелоподъемные лебедки бывают с шестеренным приводом (почти все экскаваторы до четвертой размерной группы) и червячными приводами. На рисунке 48, а представлена конструкция стрелоподъемной лебедки экскаватора ЭО-3312Б. На стрелоподъемном барабане экскаватора ЭО-4112Б (рис. 48, б, в) справа приварен тормозной шкив 20. С внутренней стороны шкива имеются кулачки, в выступы которых входит собачка 31. Собачка управляется рычагом 25, тягой 30 с кольцом 24. Собачка включается пружинной 32, оттягивающей ее назад.

На поверхности шкива 20 установлен постоянно замкнутый ленточный тормоз, состоящий из стальной ленты из двух половин с приклепанными к ним накладками. Концы ленты соединяются проушинами 29 с рычагом 28, на конце которого находятся стяжной болт и замыкающая пружина 22, оттягивающая рычаг вниз и удерживающая тормоз в заторможенном положении.

Ввиду того что набегающие и сбегающие части ленты прикреплены к рычагу 28 по разные стороны от его оси вращения, даже малые силы трения, возникающие между лентой и шкивом, вызывают дополнительный поворот рычага 28 по часовой стрелке, что приводит к самозатягиванию ленты. Такой тип тормозов обеспечивает хороший эффект быстрого торможения, и их называют дифференциальными тормозами.

При работе стрелоподъемной лебедкой необходимо следить за регулировкой тормоза и храпового устройства. При регулировке тормоза ленту затягивают стяжным болтом так, чтобы болт пружины 22 выходил из направляющего кронштейна, приваренного к стойке поворотной платформы на 8...9 мм. Удлинение натянутой пружины 32 должно быть около 30 мм. Тягу 30 регулируют гайкой 27, чтобы расстояние от петли рычага 26 до гайки 27 было 10 мм. В этом случае тяга должна полностью выключать собачку.

Для полного выключения собачки 31 необходимо кольцо 24 вытянуть из прорези, повернуть вокруг оси тяги на 90° и поставить в фиксирующую выемку трубки.

Для опускания стрелы необходимо (при работающем двигателе и включенной главной муфте) соединить двухстороннюю муфту 19 с кулачковой полумуфтой стрелоподъемного барабана, включить фрикцион 17 и плавным нажатием на рычаг вниз ослабить ленточный тормоз стрелоподъемной лебедки. В этом случае стрела под действием собственной массы начнет опускаться.

Стрелоподъемная лебедка экскаватора ЭО-6112Б с червячным приводом изображена на рисунке 48, г. Она установлена под верхним настилом поворотной платформы и состоит из барабана 16, стрелоподъемного каната и червячного редуктора, смонтированного в корпусе 40. На валу 4 на призматических шпонках неподвижно закреплен барабан 16, а на

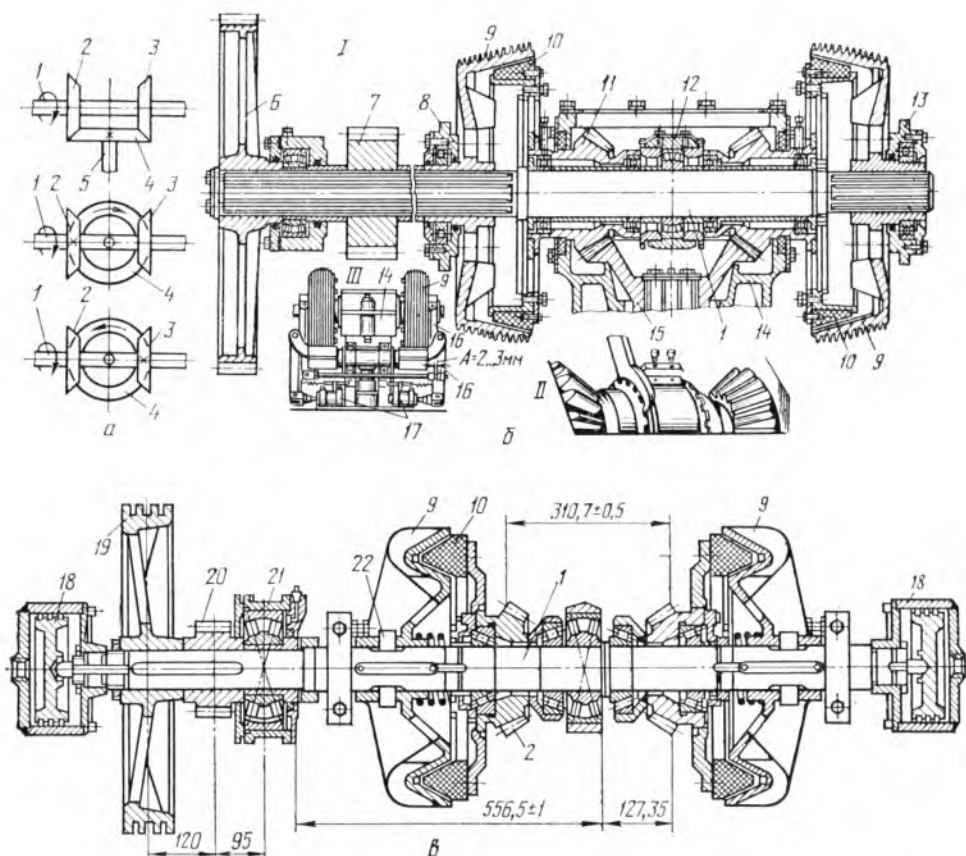


Рис. 46. Реверсы одноковшовых экскаваторов:

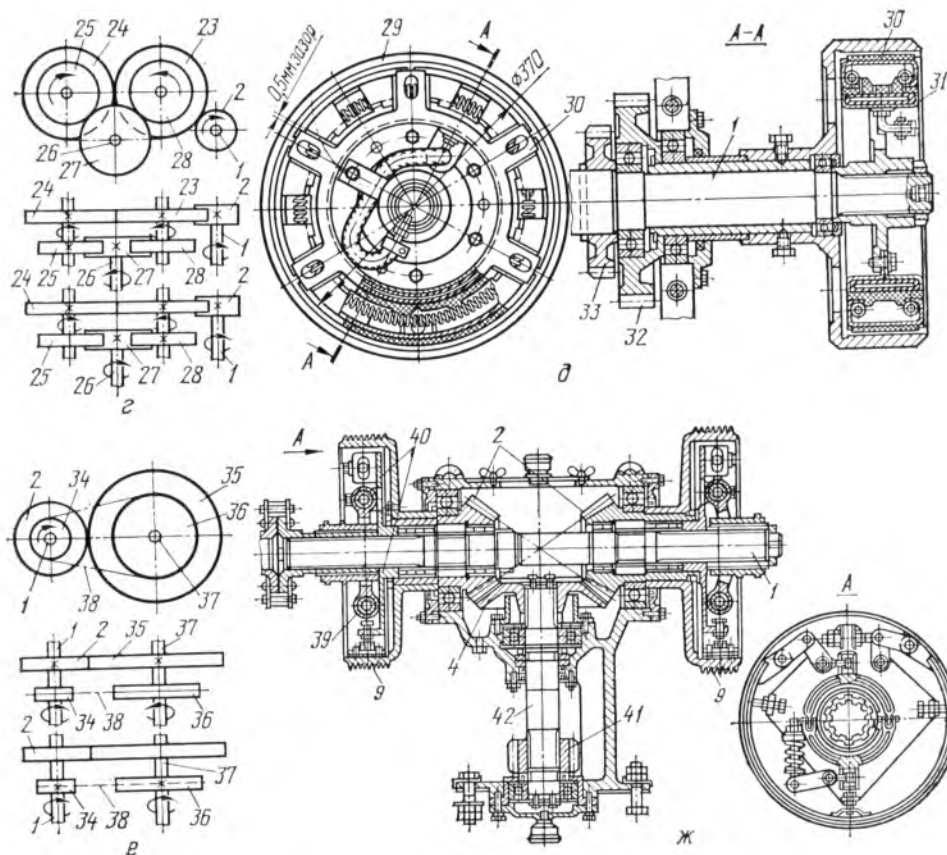
а — схема работы конического реверса; *б, в* — реверсы экскаваторов ЭО-6112Б и ЭО-4112Б; *г* — схема ЭО-3312Б; *е* — схема работы реверса с зубчатой и цепной передачами; *ж* — продольный разрез 6, 7, 20, 23, 24, 25, 27, 28, 32, 33, 35, 41 — цилиндрические шестерни; 8, 13 — муфта включения; 14 — картер конических шестерен; 16 — рычаг включения; 17 — гидроцилиндры; 18 — пневмоцилиндр; 31 — пневмокамера; 34, 36 — звездочки; 38 — цепь; 39 — вилки; 40 — диски фрикционных.

двухклиновых шпонках — червячное колесо 38, которое состоит из ступицы и неподвижно закрепленного на ней стопорными винтами зубчатого бронзового венца. Вал опирается на бронзовые втулки, запрессованные в гнезда приливов корпуса. Червячное колесо находится в постоянном зацеплении с однозаходным червяком 36. Вал червяка установлен на двух бронзовых втулках 34 и одним упорным подшипнике 35, воспринимающем осевое усилие, действующее на червяк со стороны червячного колеса. Червячная лебедка обладает способностью самоторможения.

Для увеличения надежности удерживания подъемной стрелы лебедка оборудована управляемым тормозом. Достоинство червячных лебедок — их реверсивность. Червячная лебедка, подобная описанной, устанавливается также на экскаваторе ТЭ-3М.

Лебедка подъема стрелы экскаватора Э-2503 (рис. 48, *д*) состоит из электродвигателя 42, соединительной муфты 44, редуктора 43 и барабана 16. Редуктор 43 трехступенчатый, с цилиндрическими шестернями. Он подвешен на оси двуногой стойки и опирается пяткой в ее поперечный швеллер.

Поворотные механизмы. Они предназначены для вращения поворотной платформы (с размещенными на ней двигателем, основными механизмами и рабочим оборудованием), торможения (остановки) платформы при стоянке, работе и транспортировании. Имеется много видов механизмов поворота, некоторые из них показаны на рисунке 49. По-



ма работы цилиндрического реверса; *д* — пневмокамерный фрикцион вала реверса экскаватора реверса поворота экскаватора ТЭ-3М: 1, 5, 26, 37, 42 — валы; 2, 3, 4, 11, 15 — конические шестерни; фрикциона (обойма); 9 — ведущие шкивы; 10 — конусные фрикционы; 12 — опора центральная; ры; 19 — четырехрядная звездочка; 21 — опора левая; 22 — чека; 29 — пневмокамерная муфта; 30 — (Размеры в мм.)

воротный механизм одноковшового экскаватора состоит из вертикального поворотного вала с размещенными на нем приводной шестерней в средней части, обгоняющей шестерней, жестко посаженной на нижнем конце вала и находящейся в постоянном зацеплении с зубчатым венцом внутреннего или наружного типа, и тормозом, смонтированным на верхнем конце поворотного вала. Зубчатый венец неподвижно закреплен сверху ходовой рамы.

На рисунке 49, *а* показан поворотный механизм экскаватора ЭО-3214В. На верхней обработанной поверхности поворотной платформы устанавливается главный редуктор, нижний стакан которого вместе с вертикальным валом включения хода и поворота и шестерней входит в поддон поворотной платформы и взаимно центрирует главный редуктор и поддон поворотной платформы. В поддоне расположен вал поворота 3 с верхней и нижней обгоняющей шестерней 2, входящей в зацепление с опорно-поворотным кругом 1.

Поворотный механизм экскаватора ТЭ-3М (рис. 49, *б*) устанавливается в стакане поворотной платформы и приводится в движение от вертикального вала реверса поворота. Затем движение передается через шестерню 4, установленную на оси 5, на верхнюю шестерню поворотного вала 3, которая жестко сидит на нем, через него приводится в движение обгоняющая шестерня 2, находящаяся в постоянном зацеплении с зубчатым венцом наружного зацепления опорно-поворотного круга 6. К верх-

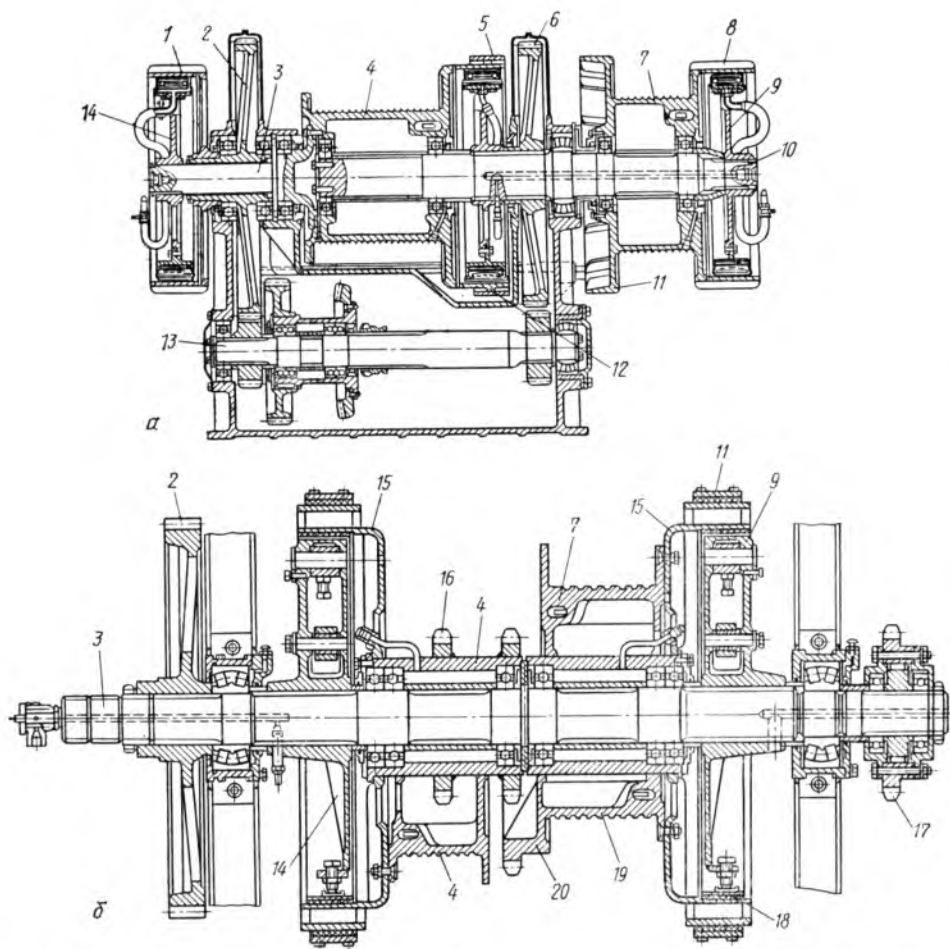


Рис. 47. Главные лебедки одноковшовых экскаваторов:

а — ЭО-3312Б; *б* — ЭО-4112Б; 1, 8, 12 — пневмофрикционы; 2, 6 — зубчатые колеса; 3, 10, 13 — вали; 4, 7, 19 — барабаны; 5, 11 — тормоза; 9, 14 — крестовины (диски); 15 — шкив; 16, 17, 20 — звездочки; 18 — фрикционная лента.

ней шестерне поворотного вала 3 болтами присоединен шкив тормоза поворота.

Применяют два типа опорно-поворотных устройств: открытые (рис. 50, *а, б*) и закрытые (рис. 50, *в, г, д*). Опорно-поворотные устройства открытого типа бывают многороликовыми и малорولیковыми. Их выпускают шариковыми и роликовыми. Шариковые устройства бывают однорядные (рис. 50, *в*) и двухрядные (рис. 50, *г*).

Правильно собранное опорно-поворотное устройство должно поворачиваться от руки, заедания и перекосы не допускаются. Регулировка проводится регулировочными прокладками, устанавливаемыми между верхней и нижней наружными обоймами.

Рабочее оборудование. У универсальных одноковшовых экскаваторов с гибкой подвеской рабочих органов рабочее оборудование — драглайн, прямая и обратная лопаты, грейфер, кран и др.

Драглайн — это рабочее оборудование для разработки грунта ниже уровня стоянки с ковшом, подвешенным на канатах и копающим в вертикальной плоскости в направлении к экскаватору.

Рабочее оборудование драглайн используют при разработке грунта, устройстве насыпей и выемок, строительстве различных гидромелиоративных и гидротехнических сооружений, углублении или очистке кана-

лов, рек, водоемов, прокладке крупных магистральных каналов и траншей под водопровод, на погрузочно-разгрузочных и вскрышных работах.

Цикл работы драглайна состоит из следующих операций: отделение грунта от массива забоя (заполнение ковша), подъем заполненного грунтом ковша, поворот рабочего оборудования с заполненным ковшом к месту выгрузки, выгрузка ковша в отвал или в транспортные средства, возвращение порожнего ковша в забой, опускание ковша в забой для начала нового цикла.

Однако для повышения производительности обычно сокращают цикл работы экскаватора путем совмещения операций. Совмещают вторую и третью операции (подъем и поворот), четвертую и пятую (выгрузка ковша и включение разворота в сторону забоя), а также пятую и шестую операции, то есть поворот к забою и опускание ковша.

Рабочее оборудование драглайн (рис. 51) состоит из следующих основных частей: ковша с подвеской *I*, направляющего устройства (наводки) *II*, дополнительного противовеса *III* (если работает со вставкой), полиспастов *IV*, решетчатой стрелы, двуногой стойки, подъемного *17*, тягового *9*, опрокидного (разгрузочного) *13* канатов. Как указывалось выше, процесс работы экскаватора состоит из отдельных циклов.

Ковш (рис. 51, *I*) состоит из двух боковых и задней стенок. Снизу ковш имеет днище, а спереди и сверху открыт. Задняя стенка имеет закругление для уменьшения трения грунта при заполнении ковша. Днище имеет снизу ребра для увеличения жесткости и уменьшения трения и износа. Боковые стенки спереди и в верхней части соединяются между собой дугой (аркой) *14*, увеличивающей жесткость и массу передней части ковша (что улучшает условия врезания ковша в грунт при копании и опрокидывания при разгрузке). К боковым стенкам ковша приварены проушины *5* подъемных цепей *23*. Верхние концы цепей крепятся к подвеске *19*. Для предотвращения трения подъемных цепей о боковые стенки ковша и их износа цепи в средней части разводятся траверсом *22*.

Ковши драглайна выпускают литыми, сварными и сварно-литыми. В последние годы все больше выпускается ковшей сварной конструкции с полукруглой режущей кромкой без зубьев *6*. Они легче литых, их конструкция позволяет производить косое резание грунта. Благодаря выступающей режущей кромке усилие резания сосредоточивается на небольшом участке режущей части, давление на грунт в этом месте увеличивается более чем в 2 раза, в результате ковш хорошо врезается в грунт. Снижение общей массы ковша позволяет увеличить его вместимость и повысить производительность экскаватора. Конструкции ковшей с полукруглой режущей кромкой (ковш Федорова) широко применяют не только на драглайнах, но и на прямых и обратных лопатах.

Направляющее устройство драглайна (рис. 51, *II*) направляет тяговый канат при его наматывании на барабан главной лебедки, не допуская задевания каната о стрелу при различных положениях ковша драглайна. Направляющее устройство устанавливают на кронштейн *12* платформы (рис. 44, *a*). Оно состоит из корпуса *30*, двух вертикальных направляющих роликов *29*, двух вертикальных *28* и двух горизонтальных *26* блоков.

При работе экскаватора с удлиненной стрелой драглайном или краном на экскаватор устанавливают дополнительный противовес (рис. 51, *III*), который закрепляют болтами *31*, гайками *34* и контргайками. В отверстия, имеющиеся на противовесной коробке *33*, входят бобышки *32* противовеса, воспринимающие его вес.

Полиспаст решетчатой стрелы с оттяжками показан на рисунке 51, *IV*. При работе со вставкой стрелоподъемный канат образует четырехкратный полиспаст (рис. 51, *IV, в*), во всех остальных случаях полиспаст ставится шестикратный (рис. 51, *IV, б*).

Полиспаст (рис. 51, IV, а), с помощью которого изменяется вылет стрелы, образуется подвижными блоками двуногой стойки, блоками 36 подвижной обоймы 37 и стрелоподъемным канатом 35, последовательно огибающим вышеуказанные блоки.

Прямая лопата — рабочее оборудование для разработки грунта выше уровня стоянки с укрепленным на рукояти ковшом, копающим в направлении от экскаватора.

Прямую лопату применяют для вскрышных работ, при добыче инертных материалов и полезных ископаемых, для разработки крупных котлованов, при строительстве каналов, погрузочно-разгрузочных и других работах.

Грунт разрабатывается прямой лопатой при движении ковша «от себя». Ковш из положения I в положение III (рис. 52) перемещается в результате наматывания подъемного каната на барабан главной лебедки. Ковш и рукоять при этом совершают сложное движение, вращательное относительно напорного вала и поступательное вперед. Для поступательного движения рукоять с ковшом выдвигается вперед и ковш врезается в грунт (у напорных лопат). Прямая лопата состоит из стрелы, рукояти, ковша, седлового подшипника, напорного механизма и механизма открывания днища ковша.

В универсальных экскаваторах с рабочим оборудованием прямая лопата применяют канатные и кремальерные механизмы напора (рис. 53, 54). Они бывают трех типов: зависимые, независимые и комбинированные.

Канатный напорный механизм изображен на рисунке 53, а. Вал 4 с пресс-масленками 5 седлового подшипника установлен в балках стрелы 1 на двух бронзовых втулках 6. На этот же вал шарнирно установлен седловой подшипник рукояти 3 О-образного типа (седло). Седло неподвижно связано с валом хомутами 7. К внутренним сторонам седла при помощи болтов с потайными головками прикручены восемь чугунных вкладышей 2 со всех четырех сторон, охватывающих рукоять ковша. Зазор между вкладышами и рукоятью регулируется прокладками различной толщины, которые устанавливают под вкладыши.

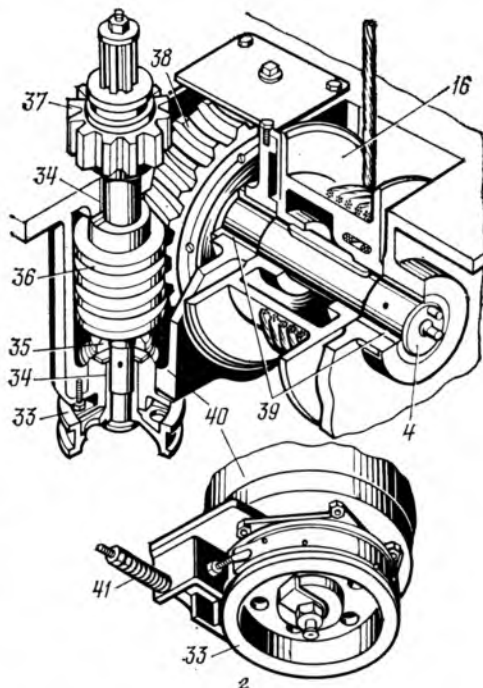
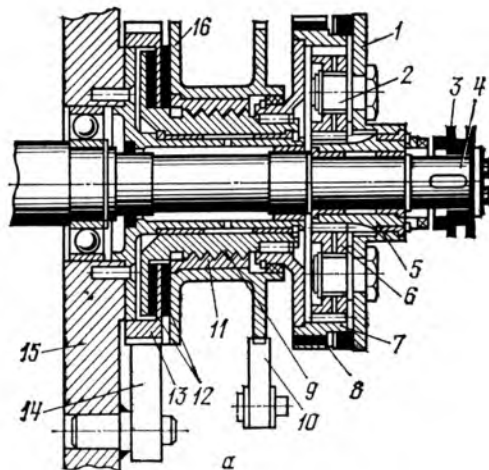
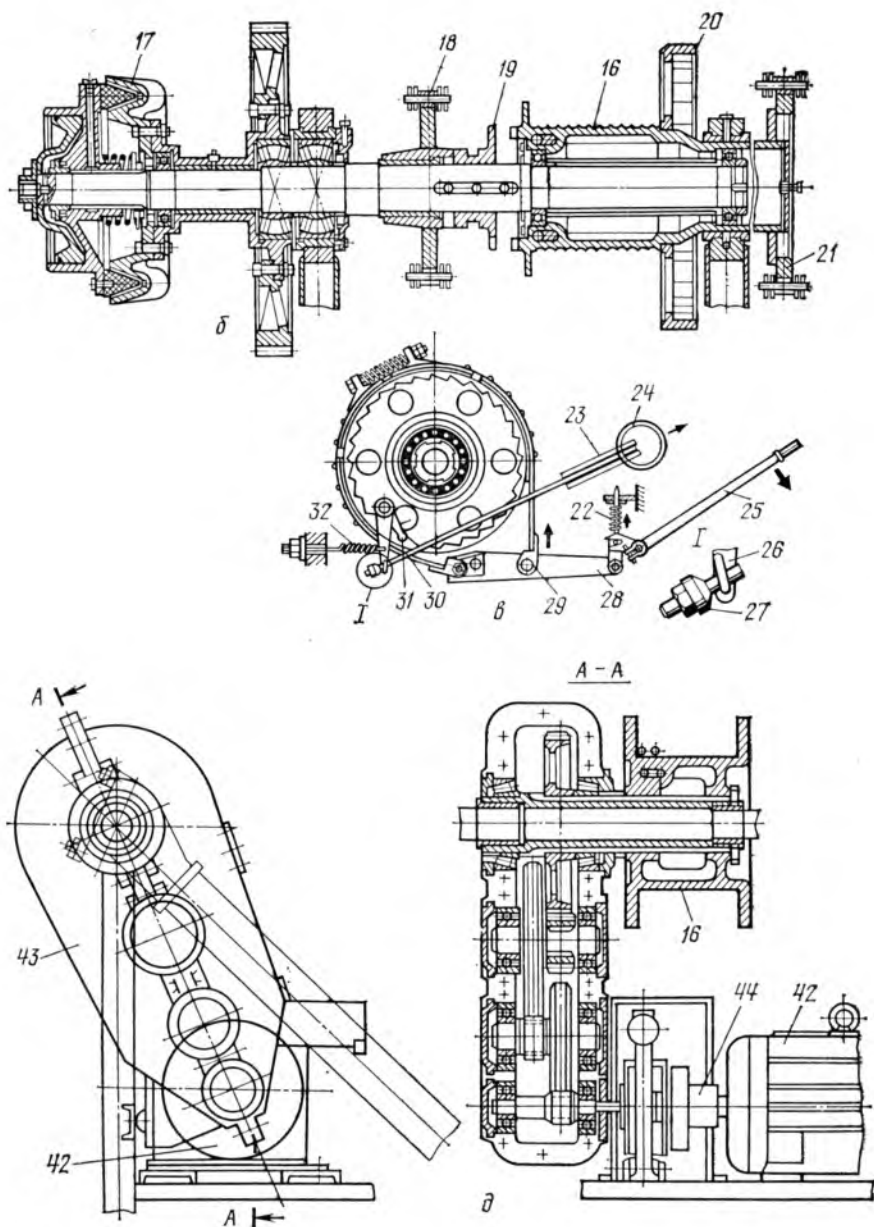


Рис. 48. Стрелоподъемные лебедки одно

а — стрелоподъемная лебедка экскаватора ЭО-30-4112Б; 2 — стрелоподъемная лебедка экскаватора 2 — оси сателлитных шестерен; 3 — зубчатая муфта нетарного механизма; 8 — тормозная лента; 9 — втулка с внутренней резьбой; 12 — фрик конусный пневмофрикцион; 18, 21 — звездочки; 24 — кольцо; 25, 26, 28 — рычаги; червячного вала; 35 — упорный подшипник; 36 — электродвигатель; 43 — редуктор; 44 — соединитель



ковшовых экскаваторов:

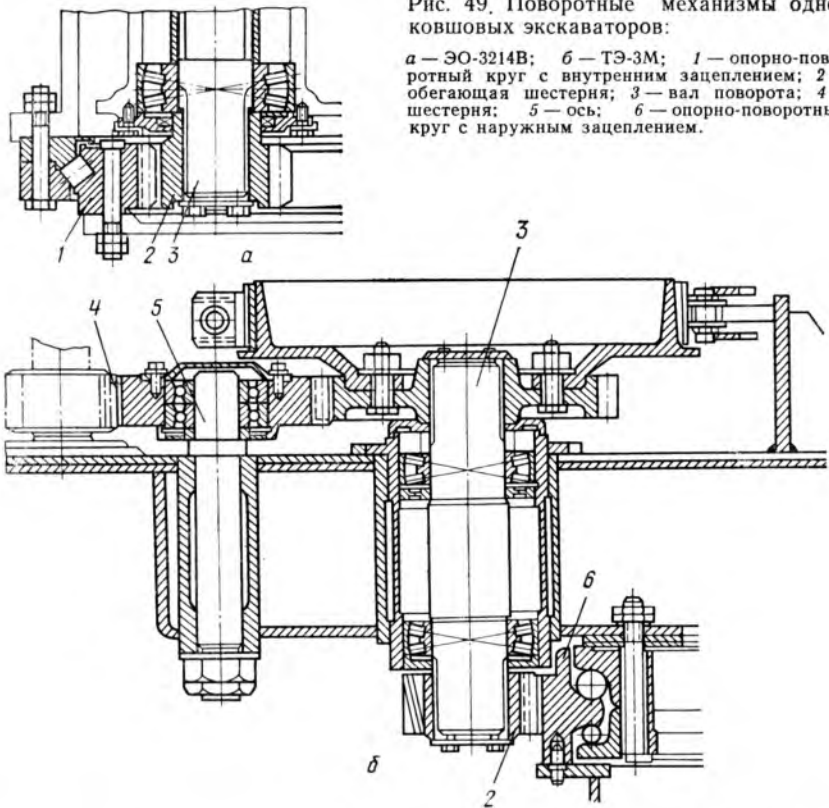
3312Б; б, в — вал реверса главной лебедки и тормоз стрелоподъемной лебедки экскаватора ЭО-6112Б; д — лебедка подъема стрелы экскаватора Э-2503; 1 — неподвижный диск; та; 4 — вал; 5 — солнечная шестерня; 6 — сателлитные шестерни; 7 — зубчатый венец планетарной втулки с наружной резьбой; 10, 14, 31 — собачки храповых механизмов; 11 — винционные накладки; 13 — храповой диск; 15 — корпус редуктора; 16 — барабан; 17 — двух-19 — двухсторонняя кулачковая муфта; 20, 22 — шкивы; 22, 32, 41 — пружины; 23 — направ-27 — регулировочная гайка; 29 — проушина; 30 — тяга; 34 — бронзовые втулки подшипника червяк; 37 — приводная шестерня; 38 — червячное колесо; 39 — втулки; 40 — корпус; 42 — тельная муфта.

На валу в средней части установлены три блока 8. Крайние блоки предназначены для прохода по ним напорного каната, а по среднему блоку проходит возвратный канат.

Канатный комбинированный напорный механизм (рис. 53, б) состоит из двух барабанов разного диаметра: основного 19 и дополнительно-го 20 (большого диаметра). Эти два барабана разделены звездочкой 10, которая изготовлена совместно с барабанами. Барабан опирается на ось

Рис. 49. Поворотные механизмы одноковшовых экскаваторов:

a — ЭО-3214В; *б* — ТЭ-3М; 1 — опорно-поворотный круг с внутренним зацеплением; 2 — обгоняющая шестерня; 3 — вал поворота; 4 — шестерня; 5 — ось; 6 — опорно-поворотный круг с наружным зацеплением.



12 через роликоподшипники 11 и 18. На концевые шейки оси 12 надеты эксцентрики 21, зажимаемые в разъемных подшипниках 16, корпуса которых приварены к проушинам поворотной платформы 17. С помощью эксцентриков регулируется натяжение напорной цепи, соединяющей звездочку, установленную на валу главной лебедки, и звездочку 10, находящуюся на напорном барабане, установленном у основания стрелы в проушинах поворотной платформы. Эксцентриситет вкладышей равен 20 мм. На основном барабане 19 запасованы три каната: напорный 13, возвратный 14 и открывания днища ковша 15. На дополнительном барабане 20 запасован подъемный канат 9.

Кремальерный комбинированный напорный механизм изображен на рисунке 53, в. Здесь дополнительно установлен барабан 20. Дополнительный напор осуществляется при помощи независимой части схемы. Двигатель при комбинированной схеме загружен меньше на 25...30 %, что позволяет увеличивать дополнительно вместимость ковша.

Схема работы канатного зависимого напорного механизма изображена на рисунке 54, а. Зависимым он называется потому, что его напорное усилие зависит от усилия в подъемном канате.

Принцип работы канатного зависимого механизма заключается в следующем. Вал 1 главной лебедки постоянно вращается в одном направлении, на нем установлены подъемный 2 и возвратный 3 барабаны. Подъемный канат запасован следующим образом: один конец его закреплен на подъемном барабане 2, затем канат огибает правый головной блок 8, блок ковша 10, левый головной блок 8 и закрепляется на дополнительном барабане 9, установленном на напорном валу 13, на котором установлен и основной барабан напора 12. На барабане 12 закреплены оба конца напорного каната 5. Образовавшейся петлей напорный канат охватывает уравнильный блок 6, установленный в верхней части рукояти 7 с нижней стороны.

Обе ветви напорного каната закреплены на основном барабане снизу. Возвратный канат 11 запасован одним концом на основном барабане 12 (сверху), а вторым закрепляется на нижнем конце рукояти с нижней стороны. Таким образом, при осуществлении напора возвратный канат сматывается. И наоборот, при наматывании возвратного каната 11 на барабан 12 обе ветви напорного каната сматываются. Рукоять с ковшем удаляется от забоя, следовательно, осуществляется возврат (то есть

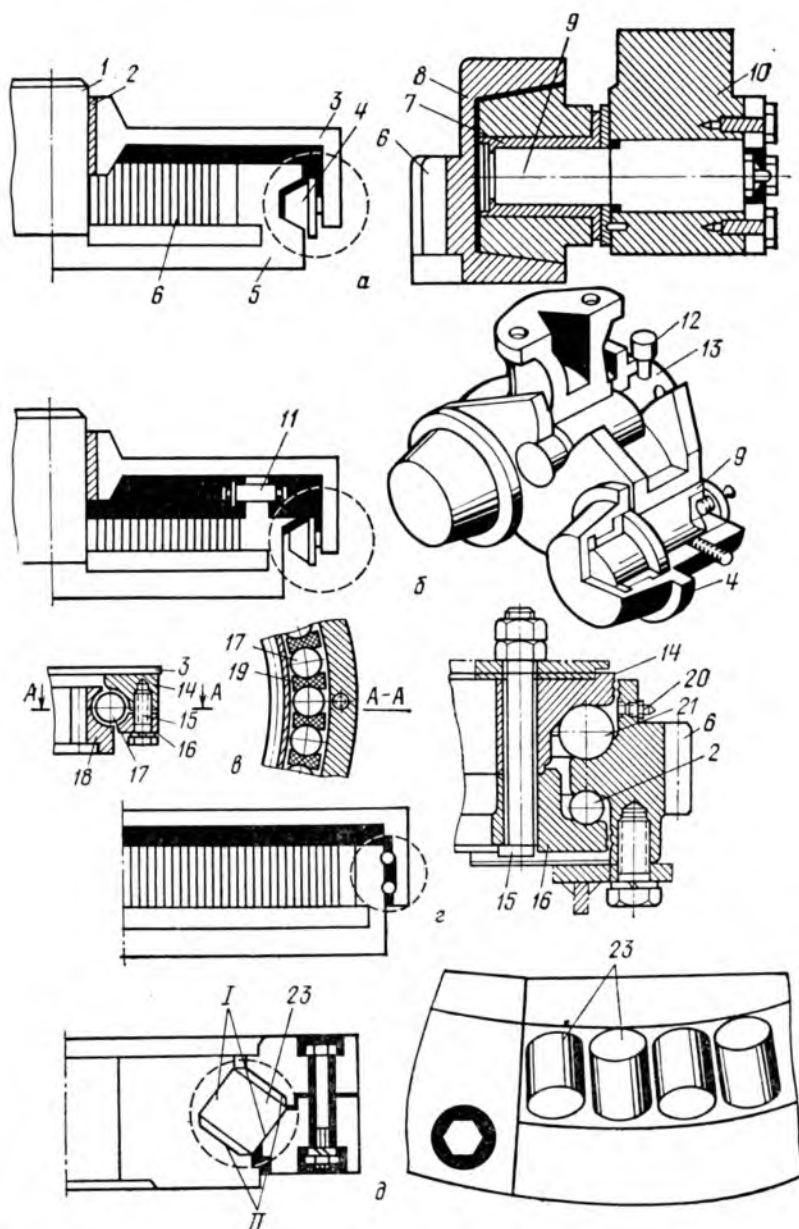


Рис 50. Опорно-поворотные устройства одноковшовых экскаваторов:

а — с центральной цапфой и опорно-поддерживающими (захватными) катками; *б* — с центральной цапфой с опорными роликами и поддерживающими катками; *в* — однорядное шариковое; *г* — двухрядное шариковое; *д* — роликового типа с пересекающимися осями; *е* — опорные поверхности роликов; *ж* — центральная цапфа; *з* — бронзовые втулки; *и* — поворотная платформа; *к* — поддерживающие (захватные) ролики; *л* — верхняя ходовая рама; *м* — зубчатый венец; *н* — дорожка качения катков; *о* — эксцентриковая ось; *п* — кронштейны; *р* — опорные ролики; *с* — палец-фиксатор; *д* — эксцентриковая ось; *ж* — верхняя и нижняя обоймы поворотного круга; *з* — болты; *и*, *к*, *л*, *м*, *н*, *о*, *п*, *р*, *с*, *т*, *у*, *ф*, *х*, *ц*, *ш*, *щ* — шарик; *ч* — внутренняя обойма с зубчатым венцом; *ш* — втулка сепаратора; *щ* — пресс-масленка; *х* — ролики с пересекающимися осями.

уменьшение толщины срезаемой стружки). Барабан 12 посредством каната 14 связан с возвратным барабаном главной лебедки. При включении подъемного фрикциона и растормаживании возвратного барабана подъемный барабан начинает вращаться против часовой стрелки, наматывать канат 4 и проворачивать дополнительный барабан 9 вместе с барабаном 12 в противоположную сторону.

Барабан 12 проворачивается и наматывает на себя ветви напорного каната. При этом петля, охватывающая уравнильный блок, выдвигает рукоять с ковшом в сторону забоя, таким образом осуществляется напор.

При затормаживании возвратного барабана главной лебедки уменьшается напорное усилие, то есть машинист может регулировать напор. Он может настолько затормозить возвратный барабан, а вместе с ним и барабан 12, что они не будут проворачиваться. Дополнительный барабан 9 изготавливают обычно большего диаметра, с тем чтобы создать необходимое напорное усилие для внедрения ковша в грунт и выдвигения рукояти с полным ковшом для разгрузки или обрушения образовавшихся «козырьков» при большой высоте забоя.

Схема работы кремальерного зависимого напорного механизма изображена на рисунке 54, б. Этот напорный механизм отличается от рассмотренного тем, что второй конец подъемного каната закреплен на напорном барабане 12, неподвижно связанном с кремальерными шестернями 16.

Главное достоинство зависимых напорных механизмов — простота их устройства. К основным недостаткам зависимых напорных механизмов относятся: дополнительный расход мощности двигателя, так как из-за торможения не реализуется избыточное напорное усилие, создаваемое

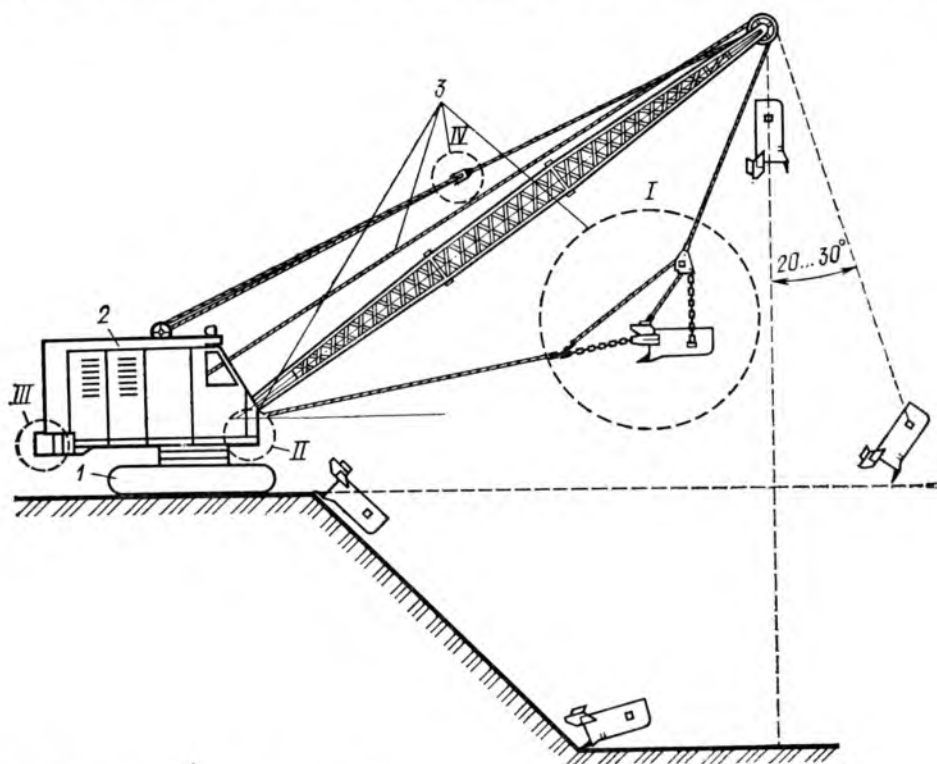
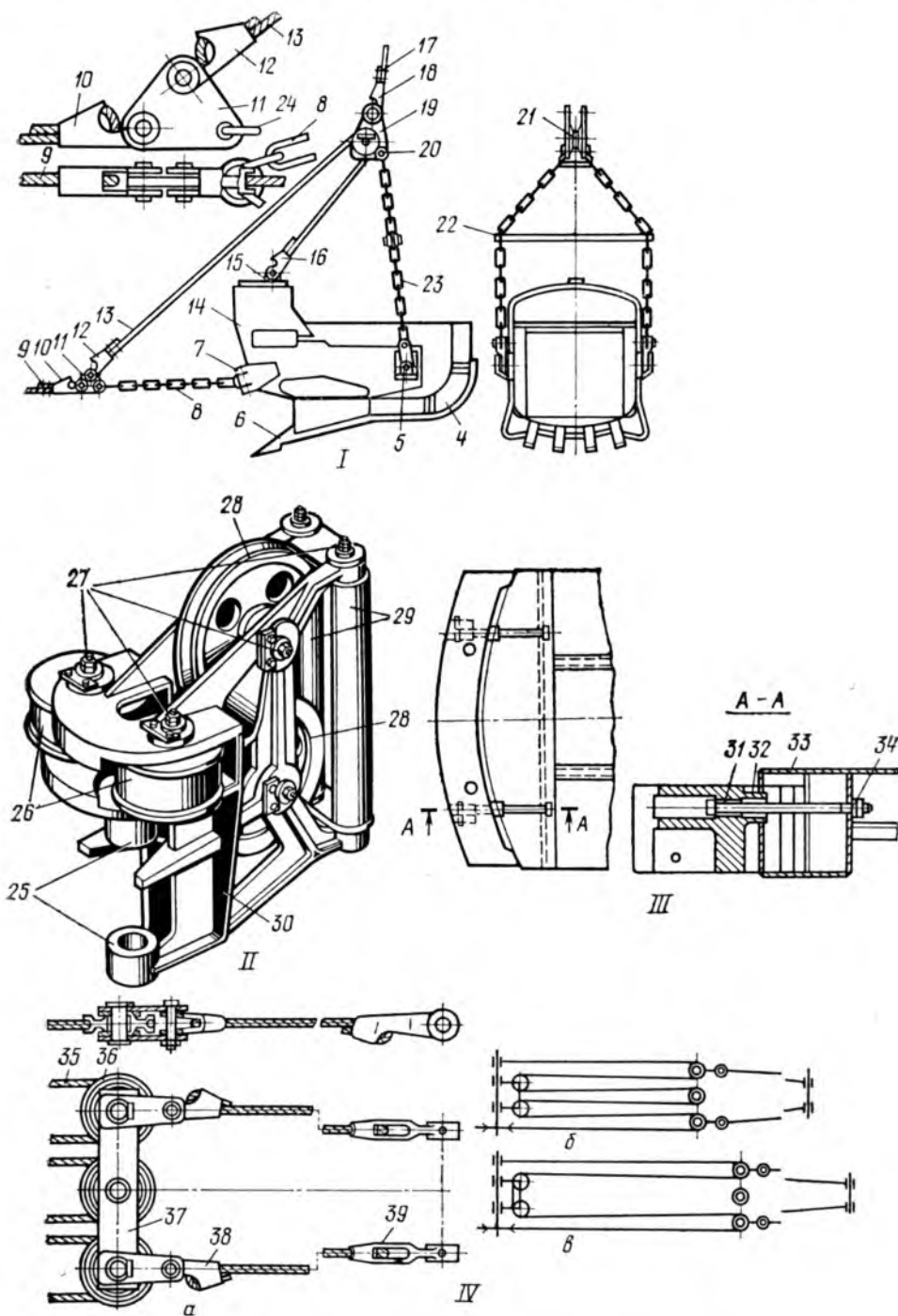


Рис. 51. Схема экскаватора с рабочим оборудованием драглайн:

I — ковш с подвеской; II — направляющее устройство (наводка) драглайна; III — дополнительное оборудование; 3 — рабочее оборудование; 4 — ковш; 5, 7, 20 — проушины; 6 — зуб; 8, 23 — болты; 19 — подвеска (обойма) разгрузочного каната; 21, 26, 28, 36 — блоки; 22 — коромысло; 30 — корпус наводки; 32 — бобышки противовеса; 33 — противовесная коробка

мое в процессе копания; усложнение и снижение чувствительности управления ввиду сложности получения напорного усилия (из-за совместного осуществления подъема ковша и напора); невозможность получения напора без подъема, а возврата без опускания ковша; низкая производительность при работе на прочных грунтах и зависимость напор-



противовес; IV — полиспасты решетчатой стрелы с оттяжками; 1 — ходовое устройство; 2 — пово-
дцы; 10, 12, 16, 18, 38, 39 — коуши; 9, 13, 17, 35 — канаты; 11 — тройник; 14 — дуга (арка); 15,
24 — кольцо (серьга) крепления цепей; 25 — кронштейн наводки; 27 — пресс-масленки; 29 — на-
ка; 34 — гайки; 37 — подвижная обойма полиспастов; а, б, в — схемы запасовки полиспастов.

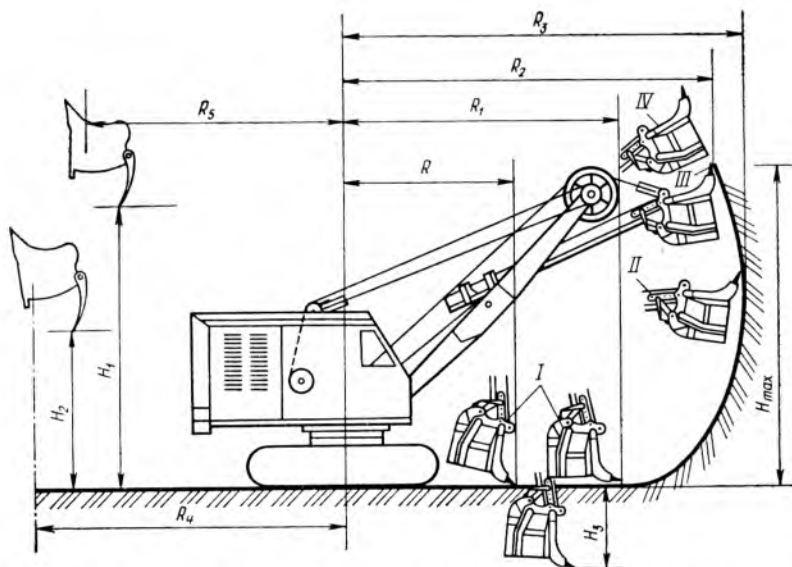


Рис. 52. Схемы работы экскаватора с оборудованием прямая лопата:

R, R_1 — соответственно наименьший и наибольший радиусы копания на уровне стоянки; R_2 — наибольший радиус выгрузки при $H_{\max}$; R_3 — наибольший радиус копания на высоте напорного вала; R_4 — наибольший радиус выгрузки на уровне напорного вала; R_5 — наибольший радиус выгрузки на высоте напорного вала; H_1 — наибольшая высота выгрузки при R_4 ; H_2 — наибольшая высота выгрузки при R_5 ; H_3 — наибольшая глубина копания ниже уровня стоянки; $H_{\max}$ — наибольшая высота копания.

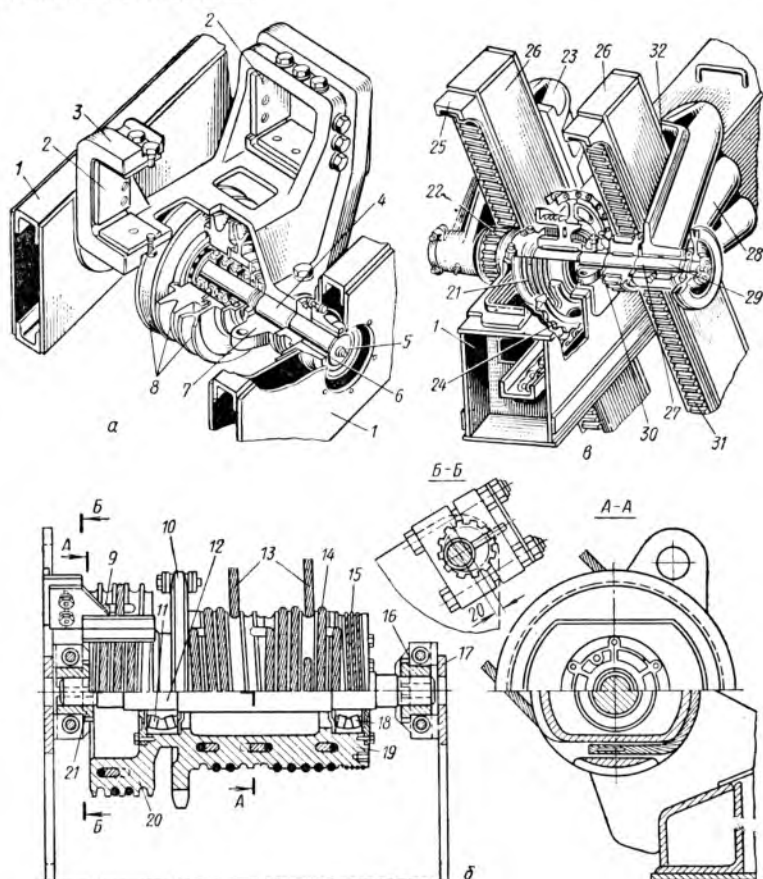


Рис. 53. Конструкции напорных механизмов.

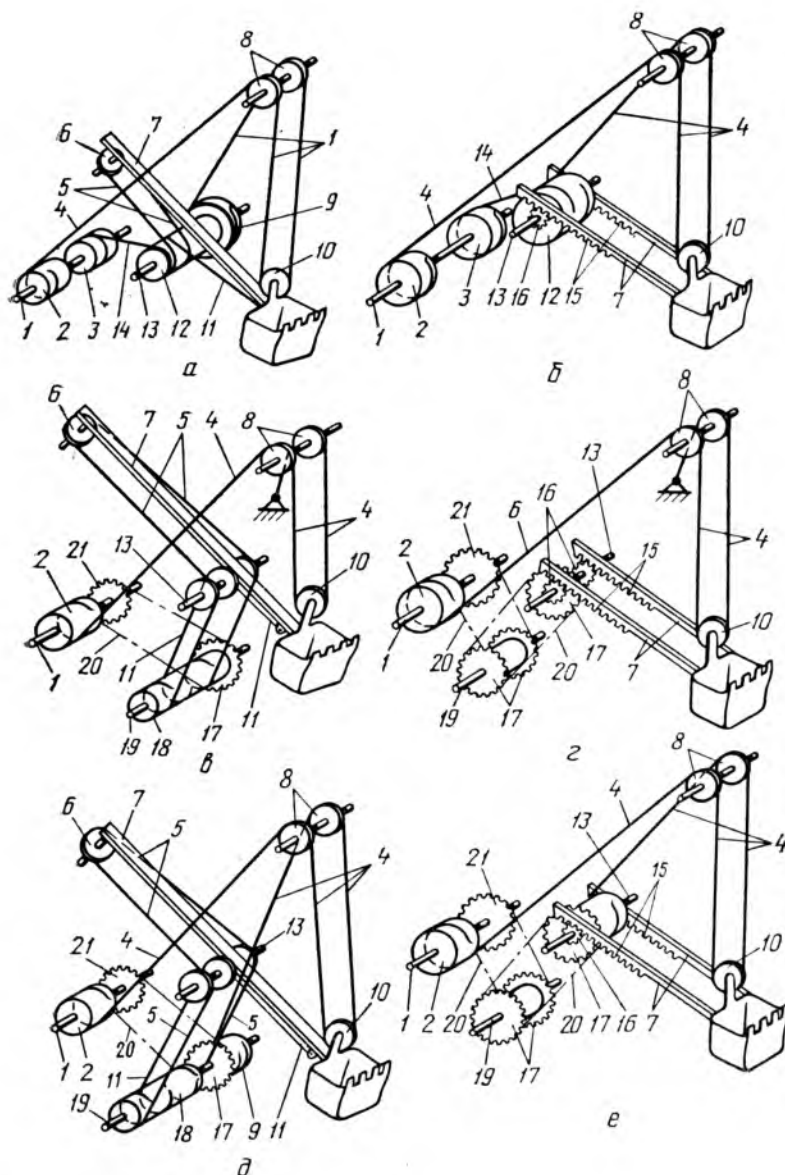


Рис. 54. Схемы работы напорных механизмов:

а, б — зависимые канатный и кремальерный напорные механизмы; *в, г* — независимые канатный и кремальерный напорные механизмы; *д*, *е* — комбинированные канатный и кремальерный напорные механизмы: 1, 13, 19 — валы и оси; 2, 3, 9, 12, 18 — барабаны; 4, 5, 11, 14 — канаты; 6, 8, 10 — блоки; 7 — рукоятка; 15 — кремальерные рейки; 16 — кремальерные шестерни; 17, 21 — звездочки; 20 — цепь.

ных усилий от усилий подъема и от положения ковша (то есть траектории движения).

Схемы работы канатного и кремальерного независимых напорных механизмов показаны на рисунке 54, *в, г*. Они называются независимыми потому, что их усилие напора не зависит от усилия подъема. При работе по этой схеме подъемное и напорное усилия не связаны между собой.

К достоинствам независимого напорного механизма следует отнести удобство в управлении ковшом, большую чувствительность, независимость подъемных и напорных движений, простоту конструкции, возможности регулирования скоростью напора (от нуля до максимума) и получения напорных усилий при любом полиспасте подъема.

Схемы работы канатного и кремальерного комбинированных механизмов изображены на рисунке 54, *д, е*. При комбинированном напорном механизме подъемный канат запасовывается так же, как и при зависимом напорном механизме.

К достоинствам комбинированного напорного механизма относятся: равномерная загрузка двигателя в процессе копания, легкое и удобное управление ковшем, более рациональное использование установленной мощности двигателя, отсутствие потерь мощности на преодолениедвигающего усилия рукояти от действия подъемного каната. Вместимость ковша при комбинированном напорном механизме увеличивают до 30 %. Недостаток комбинированного механизма напора — большая стоимость по сравнению со стоимостью зависимого и независимого механизмов.

Обратная лопата — рабочее оборудование для разработки грунта ниже уровня стоянки с укрепленным на рукояти ковшем, копающим в направлении к экскаватору.

Обратную лопату применяют для разработки котлованов, траншей, каналов при аварийных и других работах, как правило, с выгрузкой грунта в отвал.

Цикл работы обратной лопаты такой же, как у драглайна.

Обратная лопата состоит (рис. 55) из ковша 1, рукояти 2, стрелы 3, барабана 8 главной лебедки, передней (дополнительной) стойки 10 с блоками 6, направляющего барабана 9, средней оси в сборе 11 и канатов подъемного 4, тягового 5 и подъема передней стойки 7.

Направляющий барабан 9 устанавливается в разъемных подшипниках 16 поворотной платформы на втулках 12. В ступицы барабана 9 запрессованы чугунные втулки 14. Барабан вращается на оси 13 и удерживается от осевого перемещения втулкой 15.

Средняя ось 11 с блоками 17 устанавливается в средней части стрелы на втулках.

Грейфер — рабочее оборудование с захватывающим ковшем, подвешенным на канатах, усилие напора которого на грунт создается массой ковша. Параметры грейфера показаны на рисунке 56.

Грейфер применяют для разработки грунтов I—II категорий, расчистки русел рек, каналов и водоемов, при погрузке и выгрузке сыпучих материалов (песок, гравий, щебень, зерно, уголь, удобрения и др.). Грейфером разрабатывают котлованы и выемки. Он может оказаться единственным применяемым оборудованием при разработке плывунов и глубоких, но небольших котлованов, типа колодцев. Грейфер может работать как в отвал, так и в транспортные средства. При работе в водонасыщенных грунтах грейфер имеет преимущество перед драглайном и обратной лопатой. Рабочее оборудование грейфера (рис. 56) состоит из стрелы, ковша, полиспаста с оттяжками и успокоителя.

Для грейфера применяется стрела драглайна со вторым блоком для замыкающего каната. Чтобы устранить раскачивание ковша и закручивание подъемного и замыкающего канатов, применяется успокоительное устройство, состоящее из оттяжного каната, блоков и груза, перемещающегося внутри стрелы в направляющих.

Стрелы прямых лопат имеют различную конструкцию, которая зависит от конструкции рукояти. Если рукоять будет однобалочной конструкции (рис. 57, *б*), то стрела для нее — двухбалочной (рис. 57, *а*). Если стрела изготавливается однобалочной, то рукоять охватывает эту стрелу в отличие от однобалочной рукояти, которая входит в седловой подшипник 5 между двумя балками стрелы.

Стрела драглайна (рис. 57, *в*) имеет решетчатую конструкцию и значительно легче, чем цельносварная стрела прямой лопаты. Уменьшение массы стрелы позволило увеличить ее длину, а следовательно, радиус действия рабочего оборудования и высоту выгрузки. Стандартная стрела драглайна состоит из двух секций: нижней 14 и верхней 15, соединенных при помощи фланцев.

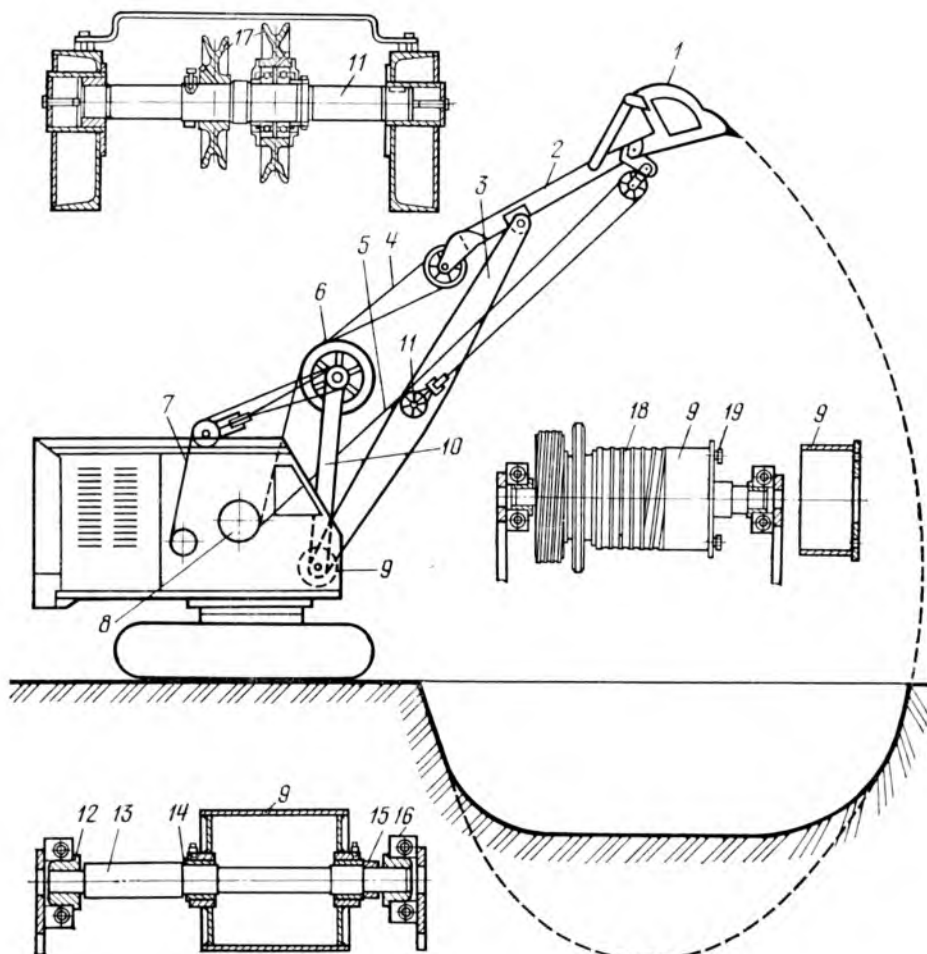


Рис. 55. Схема экскаватора с рабочим оборудованием обратная лопата:

1 — ковш; 2 — рукоять; 3 — стрела; 4, 5, 7 — канаты; 6, 17 — блоки; 8, 9, 18 — барабаны; 10 — передняя стойка; 11, 13 — ось; 12, 14, 15 — втулки; 16 — разъемные подшипники; 19 — болт.

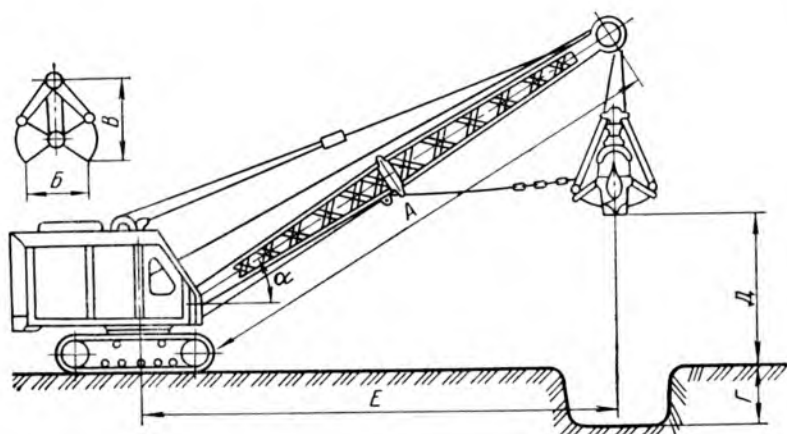


Рис. 56. Схема экскаватора с рабочим оборудованием грейфер:

А — длина стрелы; В, В — соответственно ширина и высота раскрытого грейфера; Г — наибольшая глубина копания; Д — наибольшая высота выгрузки; Е — радиус копания.

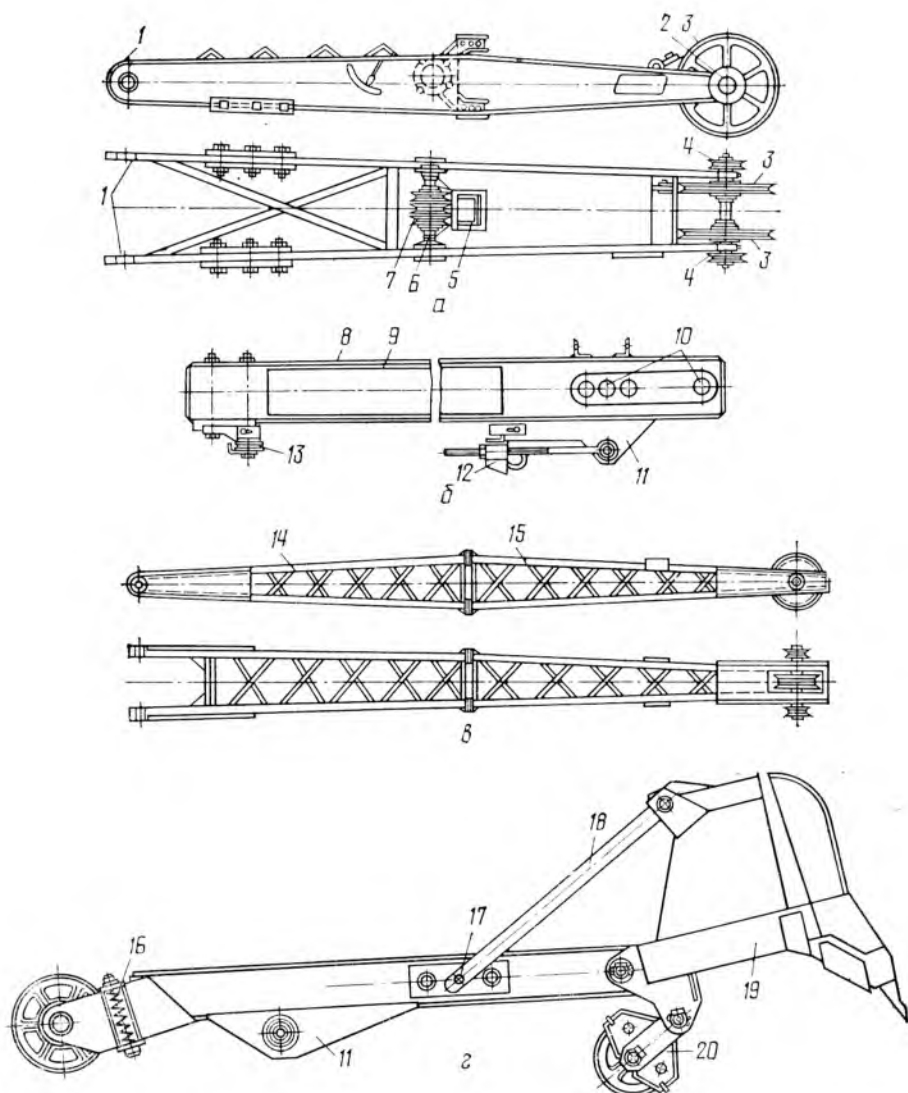


Рис. 57. Сборочные единицы рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов:

а, б — двухбалочная стрела и однобалочная рукоять прямой лопаты; в — стрела драглайна; г — конструкция рукояти и ее соединение с ковшом в сборе обратной лопаты; 1 — пята стрелы; 2 — ось; 3, 4, 7, 13, 20 — блоки; 5 — седловой подшипник; 6 — напорный вал; 8, 9 — накладки; 10 — отверстия с втулками; 11 — кронштейны; 12 — клиновой зажим; 14, 15 — секции стрелы; 16 — пружины; 17 — болт; 18 — тяги; 19 — ковш.

Рукоять обратной лопаты с ковшом 19 показана на рисунке 57, г.

С 1965 г. в СССР увеличен выпуск гидравлических экскаваторов. Это объясняется их конструктивными, технологическими и экономическими преимуществами перед экскаваторами с гибкой подвеской рабочего оборудования.

Гидравлический неполноповоротный экскаватор ЭО-2621А (рис. 58, а), навешиваемый на трактор ЮМЗ-6Л/М, предназначен для механизации земляных и погрузочных работ. Экскаватор снабжен двумя видами рабочего оборудования: основным — экскавационным (ковш вместимостью 0,25 м³) и дополнительным — бульдозерным. Завод-изготовитель выпускает к этому экскаватору быстросменное рабочее оборудование (рис. 58, б, в, г, д, е). Кроме того, в производственных организациях спроектировано и изготовлено очень много различных видов сменного рабочего оборудования к этому экскаватору (рис. 58, ж, з, и, к, л, м).

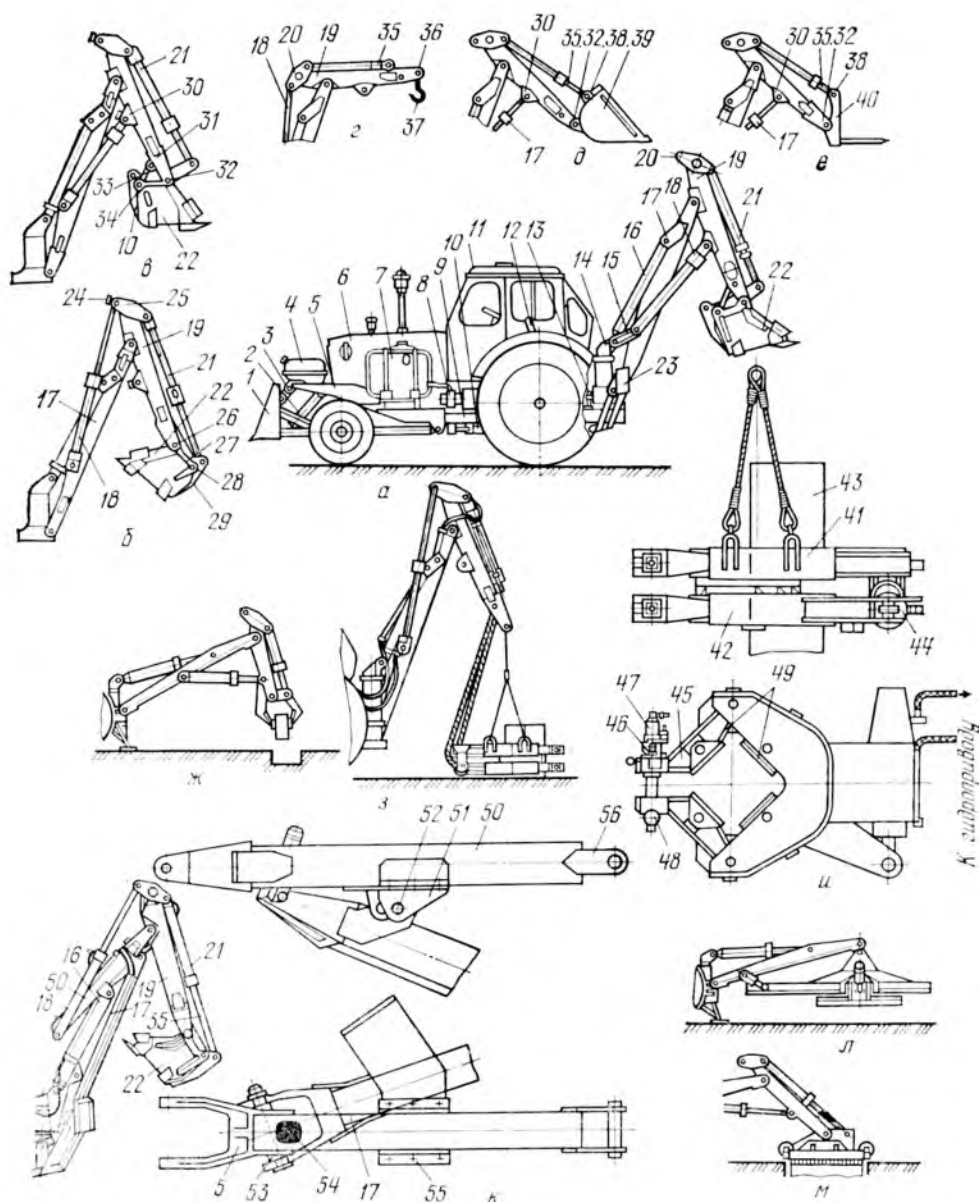


Рис. 58. Сменное рабочее оборудование навесного неполноповоротного гидравлического экскаватора ЭО-2621А:

а — общий вид экскаватора; б, в, г, д, е — монтажные схемы соответственно обратной лопаты, прямой лопаты, крюковой подвески, погрузчика и вил; ж, з, и, к, л, м — сменное рабочее оборудование (ж — установщик бордюрного камня; з, и — общий вид и схема устройства СП-61 для скручивания железобетонных свай; к — схема монтажа вставки для смещения оси копания; л — разравниватель бетона; м — дернорез-дерноукладчик); 1 — отвал бульдозера; 2, 10, 16, 18, 21, 44, 47 — гидроцилиндры; 3, 15 — сцепки; 4 — насосная установка; 29 — днище ковша; 11 — кабина; 12 — сиденье; 13 — стопор; 14 — поворотная колонка; 17 — стрела; 19 — рукоятка; 20, 30 — кронштейны; 22, 39 — ковши; 23 — выносные опоры; 24 — винт; 25, 26, 28, 36, 52, 53 — пальцы; 31 — нижняя вилка рукоятки; 32 — ось; 33 — тяги; 27, 34 — стопорные планки; 35 — шток; 37 — крановая подвеска; 38, 56 — проушины; 40 — вилы; 41, 42 — захваты; 43 — свая; 45 — держатели коробчатого сечения; 46 — гидрозажим; 48, 54 — гайки; 49 — губки; 50 — вставка; 51 — выносной кронштейн; 55 — болты.

При любых видах сменного оборудования бульдозерное оборудование не демонтируется, так как оно является дополнительным противовесом и обеспечивает устойчивость экскаватора при передвижении и в работе. Экскаватор ЭО-2621А устроен следующим образом. К трактору крепятся обвязочная рама 9 и рама бульдозера, предназначенные для навески рабочего оборудования и разгрузки остова трактора. На обвязочной ра-

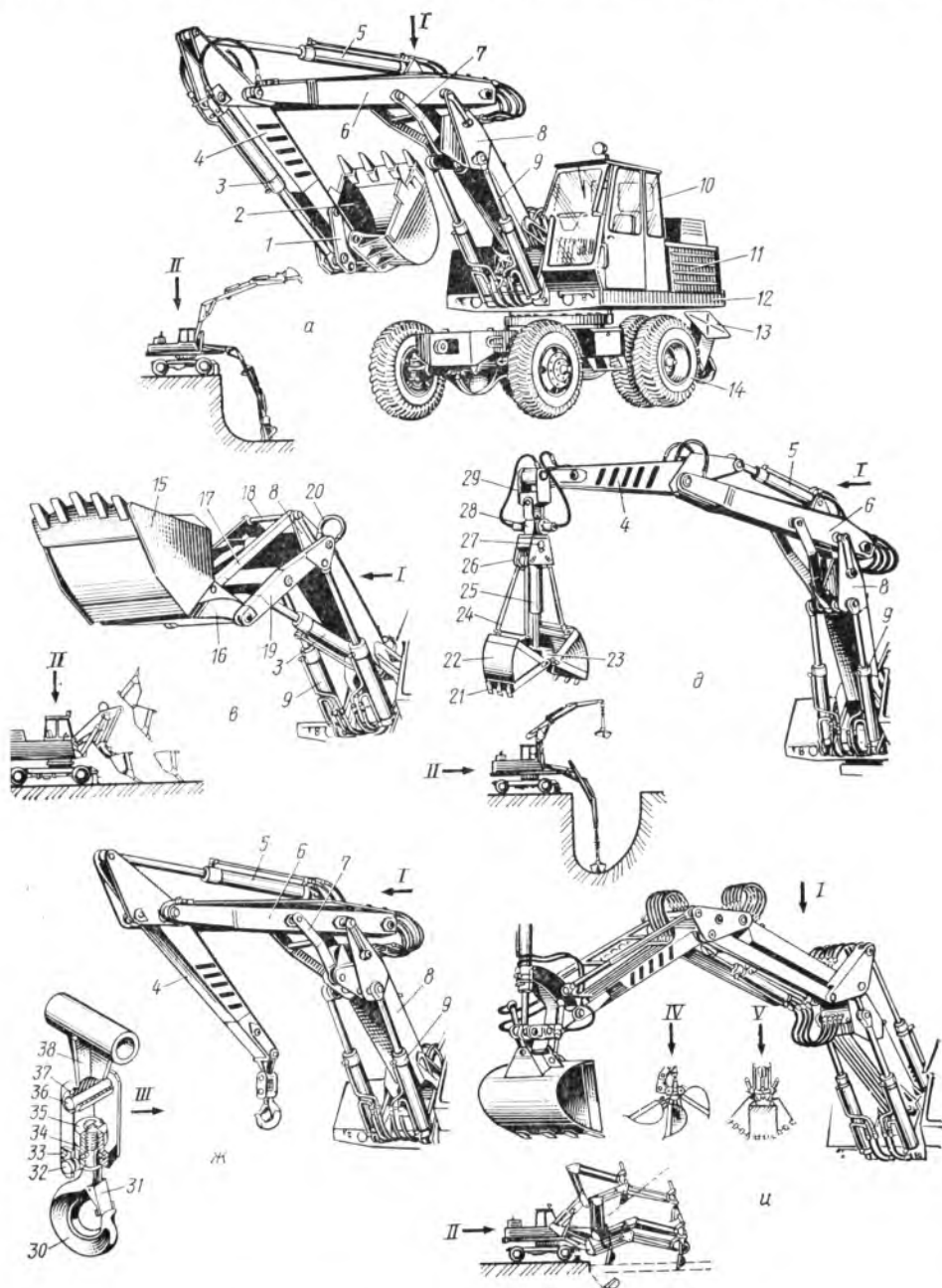
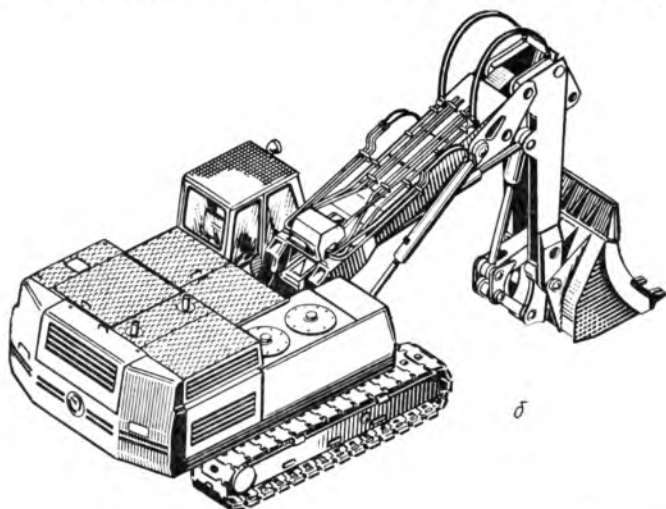


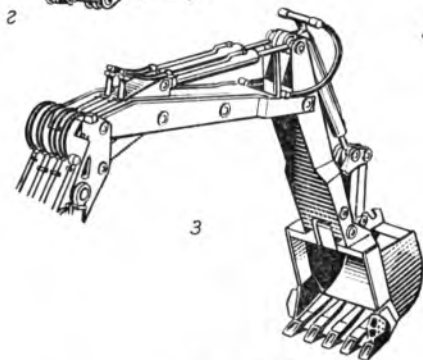
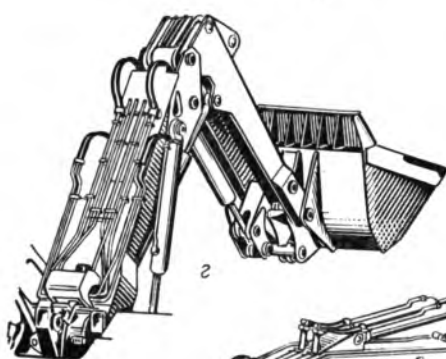
Рис. 59. Рабочее оборудование одноковшовых универсальных строительных гидрав и Э-4010:

а, в, д, ж, и — экскаватор ЭО-3322Б с рабочим оборудованием (а — обратная лопата; в — по-
5122 с рабочим оборудованием (б — прямая лопата; г — погрузчик; е — удлиненная обратная
скопическим исполнением рабочего оборудования: 1 — общий вид; 11 — схема работы; 111 —
планировщика; 1 — рычаг ковша в сборе; 2, 15 — ковши; 3, 5, 9, 25 — гидроцилиндры; 4, 19 —
ная платформа; 13 — выносные опоры; 14 — ходовое устройство; 16, 26 — подвески; 18 — ось;
корпус; 29 — проушина; 30 — крюк; 31 — защелка; 33 — ригель; 34 — подшипник; 35 — гайка;

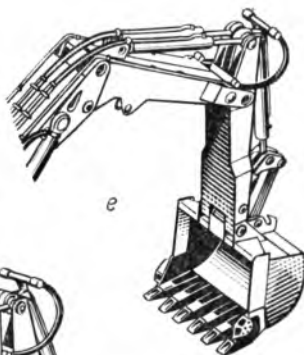
ме смонтирована поворотная колонка 14 с цепным поворотным механизмом. Для повышения устойчивости во время работы к обвязочной раме крепятся выносные опоры 23 с приводом от гидроцилиндра. Оборудование бульдозера навешивается в передней части трактора. Отвал бульдозера 1 управляется при помощи гидроцилиндра 2. Оборудование экска-



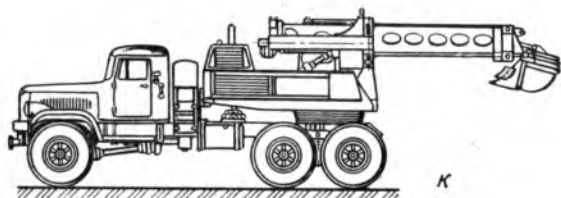
б



3



в



к

лических экскаваторов на примере экскаваторов ЭО-3322Б; ЭО-5122

грузчик; д — грейфер; ж — кран; и — планировщик); б, в, г, з — экскаватор ЭО-лопата; з — унифицированная обратная лопата); к — экскаватор Э-4010 с теле-рюковая подвеска; 1V — схема работы ковша; V — схема изменения плоскости рукояти; б, 8 — стрелы; 7, 17, 24 — тяги; 10 — кабина; 11 — капот; 12 — поворот-20 — шланг; 21 — зуб; 22 — челюсть; 23, 32 — траверсы; 27, 36 — пальцы; 28 — 37 — шайба; 38 — серьга.

ватора навешивается на поворотной колонке 14. Оно состоит из стрелы 17, рукояти 19, ковша 22, гидроцилиндров (16—стрелы, 12—рукояти, 21—ковша).

Топливный бак 4 вынесен в переднюю часть в отличие от модели экскаватора Э-1514 и служит дополнительным противовесом. Экскаватором можно выполнять различные работы. Ковшом обратной лопаты (рис. 58, б) роют небольшие котлованы, ямы и траншеи, проводят погрузочные работы. Чтобы смонтировать оборудование обратной лопаты, необходимо ковш 22 установить на палец 26 на нижней вилке рукояти 19 зубьями по направлению к стреле 17. Штоки цилиндров рукояти 18 крепятся к верхнему кронштейну рукояти пальцем 25, фиксируемым винтом 24. Днище ковша 29 фиксируется неподвижно пальцем 28. Крепление происходит стопорной планкой 27, входящей в наружную кольцевую проточку пальца 28. Шток цилиндра 21 ковша крепится к рычагу днища ковша и вращает его вместе с корпусом. Для монтажа прямой лопаты (рис. 58, в) необходимо корпус ковша 22 установить зубьями наружу и закрепить на нижней вилке рукояти 31 неподвижно с помощью дополнительных тяг 33. Штоки цилиндров рукояти крепятся к нижнему кронштейну 30 рукояти, для чего используется палец 25 (см. рис. 58, б). Такое крепление штоков цилиндров рукояти обеспечивает повышение рабочих усилий копания поршневыми полостями цилиндров. Днище ковша 10 (рис. 58, в) шарнирно соединяется с корпусом ковша на оси 32. Пальцы стопорными планками 34 закрепляются в выдвинутом положении и не фиксируют днище в корпусе, так что днище вращается с помощью цилиндра ковша. Крановая подвеска 37 (рис. 58, г) крепится на вилке рукояти 19 с помощью пальца 36. Свободный конец штока цилиндра ковша

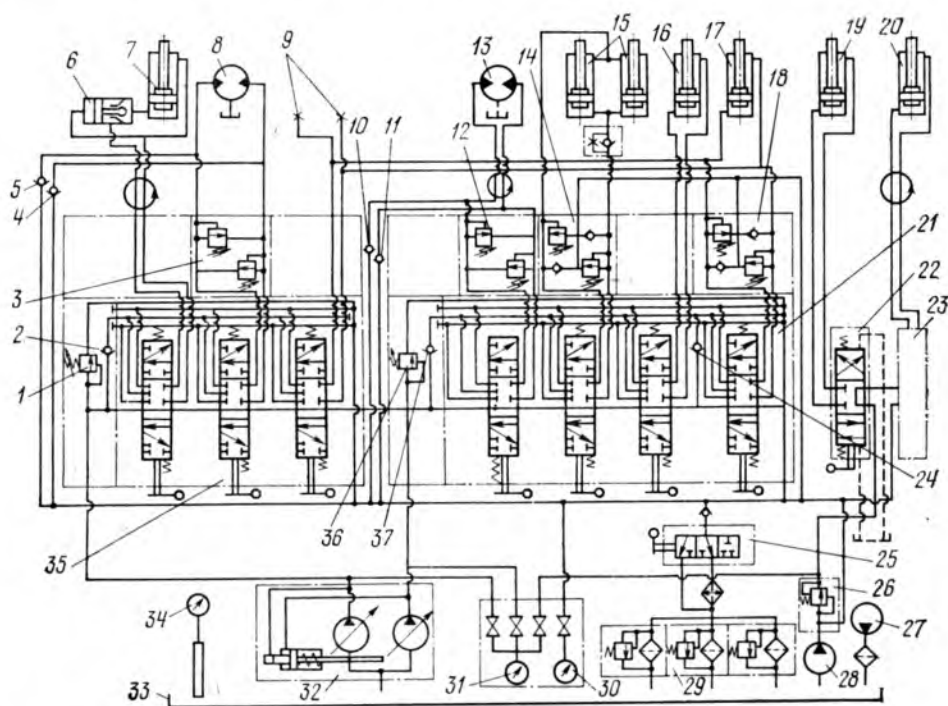


Рис. 60. Гидравлическая схема экскаватора ЭО-3322Б:

1, 36 — предохранительные клапаны; 2, 4, 5, 10, 11, 24, 37 — обратные клапаны; 3, 12, 14, 18, 26 — блоки клапанные; 6 — обратный управляемый клапан; 7 — гидроцилиндр выносных опор (аутригеров); 8 — гидромотор поворотной платформы; 9 — подвод сливной и напорной магистрали к составной части стрелы (при грейферном оборудовании); 13 — гидромотор рабочего хода; 15 — гидроцилиндры стрелы; 16 — гидроцилиндр ковша; 17 — гидроцилиндр рукояти; 19 — гидроцилиндр поворота грейфера; 20 — гидроцилиндр поворота ходовых колес; 21...23, 35 — золотниковые распределители; 25 — трехходовой кран; 27 — насос для заправки масла; 28 — шестеренный насос; 29 — фильтры; 30, 31, 34 — манометры; 32 — гидронасос двойной; 33 — гидробак.

35 крепится к рукояти, как при работе обратной лопатой, штоки цилиндров 18 рукояти закрепляются на верхнем кронштейне 20 рукояти.

Монтажные схемы ковша повышенной вместимости и вил показаны на рисунке 58, *д, е*. Ковш 39 (рис. 58, *д*) или вилы (рис. 58, *е*) монтируются на оси 32 так же, как и прямую лопату. Шток цилиндра ковша 35 крепится к верхним проушинам 38 ковша (вил). Чтобы повысить рабочие усилия, штоки цилиндров рукояти следует крепить к нижним кронштейнам 30 рукояти. После каждой замены рабочего оборудования необходимо проверить его работу на холстом ходу. Перед работой проверить и снять все фиксаторы транспортного положения. Одно оборудование другим заменяется в течение 1 ч одним машинистом при наличии крана грузоподъемностью не менее 250 кг. При отсутствии грузоподъемных средств необходима помощь одного рабочего.

Установщик бордюрного камня (рис. 58, *ж*) предназначен для разгрузки, перемещения к месту установки и для установки бордюрных, бетонных и гранитных плит, шпал и т. п.

Сменное оборудование СП-61 для экскаватора ЭО-2621А для скручивания железобетонных свай представлено на рисунке 58, *з, и*.

Чтобы отрыть траншею вблизи различных сооружений, экскаватор ЭО-2621А снабжается вставкой для работы обратной лопатой со смещенной осью копания (рис. 58, *к*).

Разравниватель бетона предназначен для распределения и разравнивания бетонной смеси при сооружении бетонных дорог, внутриквартальных проездов и тротуаров в стесненных условиях (рис. 58, *л*).

Различные виды сменного рабочего оборудования полноповоротных гидравлических экскаваторов показаны на рисунке 59.

Гидравлическая схема экскаватора ЭО-3322Б приведена на рисунке 60.

4. Основы теории и расчета одноковшовых экскаваторов

Рабочий процесс одноковшового экскаватора в общем случае включает в себя четыре основные операции: отделение грунта от массива (операция отделения); захват грунта ковшом и его заполнение (операция заполнения); транспортирование заполненного ковша к месту выгрузки (операция транспортировки); разгрузка грунта в отвал или в транспортные средства (операция разгрузки).

Каждая из этих операций предъявляет специфические требования к механизмам машины, и каждую из них характеризуют следующие основные параметры: толщина и ширина отделяемой стружки; площадь сечения стружки; усилие на рабочем органе; скорость рабочего органа; характер и длина траекторий рабочего органа; производительность операции; параметры и прочность разрабатываемых грунтов; быстрота заполнения ковша грунтом; сопротивления, возникающие при заполнении; средство транспортирования; скорость; дальность; перемещение по вертикали (вверх, вниз); число перегрузок; ограничения по состоянию грунта (породы); характер и производительность разгрузки, ограничения по состоянию грунта.

В СССР одноковшовые экскаваторы со стандартными ковшами предназначены для разработки тяжелых грунтов, в случае работы в более легких грунтах их снабжают ковшами увеличенной вместимости.

Выбор основных параметров. Большинство параметров проектируемых экскаваторов можно определить на основании законов подобия и обобщения отечественного и зарубежного опыта экскаваторостроения. Н. Г. Домбровский предложил применительно к линейным (A), массовым (m), мощностным (N), силовым показателям (S), продолжительности (t) рабочих движений и вместимости ковша (q) следующие зависимости:

$$\frac{A_1^3}{A_2^3} \approx \frac{m_1}{m_2} \approx \frac{N_1}{N_2} \approx \frac{\sqrt{S_1}}{\sqrt{S_2}} \approx \frac{t_1^3}{t_2^3} \approx \frac{q_1}{q_2}. \quad (151)$$

Для строительных экскаваторов типоразмеры определяют вместимостью стандартного ковша. Ниже приводится извлечение из ГОСТ 17343—71 на основные данные строительных экскаваторов (табл. 18).

Для экскаваторов с ковшом вместимостью $q=0,1...1,75 \text{ м}^3$ масса (т), усилия на режущей кромке ковша P (кН) и подъема S (кН) связаны уравнениями:

$$m = (15 \dots 31)q; \quad P = (67 \dots 65)q; \quad S = (180 \dots 200)q, \quad (152)$$

а рабочие размеры (м) выражаются через массу экскаватора (т): наибольшая высота копания — $H_k = (2,15...2,05)m$; наибольший радиус копания — $R_k = (2,65...2,52)m$; наибольшая высота выгрузки — $H_b = (1,6...1,5)m$; радиус выгрузки при $H_b - R_b = (2,35...2,25)m$.

Скорость рабочих движений. На блоке ковша прямой лопаты при стандартном оборудовании скорость принимается в зависимости от вместимости ковша: при $q=0,25...0,50 \text{ м}^3$ $v_n=0,5 \text{ м/с}$; при $q=4...6 \text{ м}^3$ $v_n=1 \text{ м/с}$; при удлиненном оборудовании указанные скорости увеличиваются на 15...20 %. Скорость напорного движения $v_n = (0,5...1,0)v_k$; скорость возврата рукояти $v_{возв} = (1,3...1,5)v_n$. Для рабочего оборудования обратная лопата скорость тяги $v_t = 0,35...0,45 \text{ м/с}$, скорость подъема $v_n = 0,25...0,30 \text{ м/с}$. Для рабочего оборудования драглайн $v_t = 0,7...0,9 \text{ м/с}$ и $v_n = 0,8...1,2 \text{ м/с}$ для универсальных строительных экскаваторов; $v_t = 1,0...1,5 \text{ м/с}$ и $v_n = 1,5...1,8 \text{ м/с}$ для карьерных экскаваторов.

Определение усилий в рабочем оборудовании. Сопротивление грунта копанию ковшом экскаватора состоит из касательной P_{o1} и нормальной P_{o2} составляющих, определяемых усилиями резания, наполнения и перемещения призмы волочения:

$$P_{o1} = k_1 bc; \quad (153)$$

$$P_{o2} = \psi P_{o1}, \quad (154)$$

где k_1 — удельное сопротивление грунта копанию; b, c — ширина режущей кромки ковша и толщина разрабатываемой стружки; ψ — коэффициент отношения составляющих усилия копания.

На рисунке 61, а представлена расчетная схема работы прямой лопаты с приложением действующих в процессе копания сил: I — начало копания; II — конец копания на полном вылете ковша (на уровне оси

18. Параметры одноковшовых универсальных канатных экскаваторов ГОСТ 17343—83

Параметр	Размерная группа				
	3	4	5	6	7
Расчетная вместимость ковша для грунтов IV категории, м^3	0,4*	0,65	1,00	1,25	2,5
Эксплуатационная масса с гусеничным гребневым зацеплением (не более), т	12	23	36	42	95
Мощность основного двигателя, кВт	40	60	90	100	160
Наибольший радиус копания прямой лопаты, м	5,9	7,8	9,0	9,8	12,0
Наибольшая высота копания прямой лопаты, м	6,0	7,9	8,2	8,6	10,0
Наибольшая глубина копания, м:					
обратной лопаты	4,3	5,8	6,7	7,2	—
драглайна	6,0	7,3	9,0	9,5	13,0
Продолжительность рабочего цикла, с:					
прямой лопаты	15	16	17	20	22
обратной лопаты и драглайна	19	22	25	27	32
Наибольшее расчетное усилие копания, кН:					
прямой и обратной лопаты	26	39	59	78,5	129,5
драглайна	31,4	49	78,5	107,9	186,4

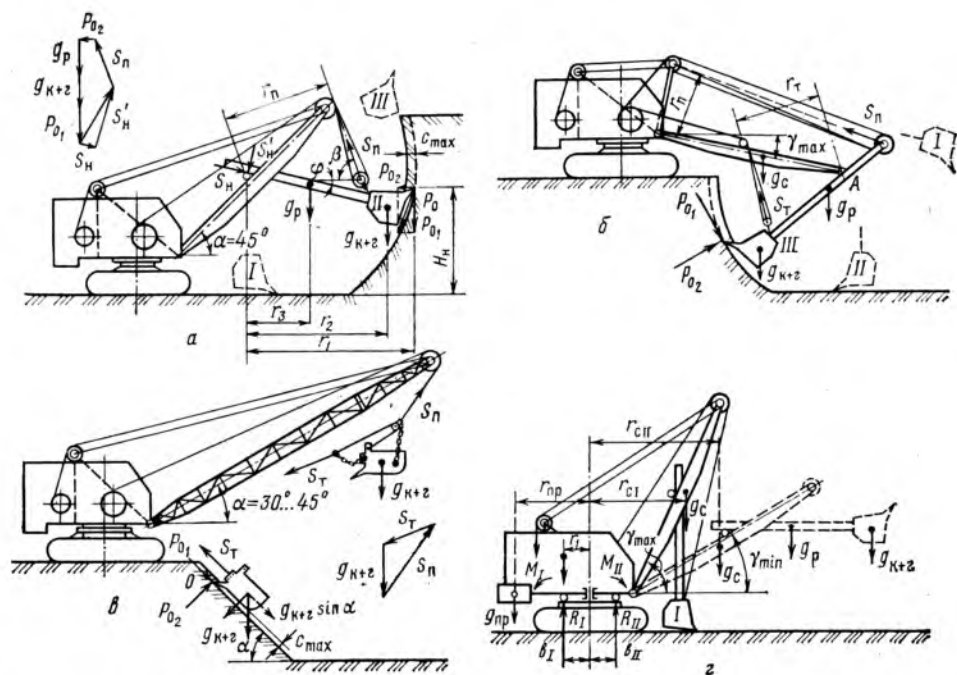


Рис. 61. Схемы к расчету рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов:

a — прямой лопаты; *б* — обратной лопаты; *в* — драглайна; *г* — определение оптимального противовеса для рабочего оборудования прямой лопаты.

напорного вала); *III* — положение груженого ковша при максимальных высоте подъема и выдвигании рукояти.

Наибольшая толщина срезаемой стружки соответствует положению *II*, при котором обеспечивается 100 %-ное наполнение ковша:

$$c_{\max} = q/(bH_n k_p); \quad (155)$$

$$P_{o1} = c_{\max} b k_1; \quad P_{o2} = 0,1 P_{o1}. \quad (156)$$

Подъемное усилие на блоке ковша в процессе копания

$$S_n = (P_{o1} r_1 + g_{k+r} r_2 + g_p r_3)/r_n. \quad (157)$$

Усилие напора

$$S_n = P_{o2} \cos \varphi + S_n \cos (\beta - \varphi) - (g_p + g_{k+r}) \sin \varphi - P_{o1} \sin \varphi. \quad (158)$$

Мощность механизмов подъема и напора (кВт):

$$N_n = S_n v_n / (10^3 \eta_n); \quad (159)$$

$$N_n = S_n v_n / (10^3 \eta_n); \quad (160)$$

$$N = N_n + N_n, \quad (161)$$

где η_n , η_n — соответственно КПД подъемного и напорного механизмов.

Обычно при одномоторном приводе выполняются соотношения:

$$N_n = 0,65 N; \quad (162)$$

$$N_k = 0,35 N. \quad (163)$$

На рисунке 61, *б* представлена расчетная схема работы обратной лопаты с приложением действующих сил в процессе копания. За расчетное положение принято положение *III* в конце копания, соответствующее максимальной реакции грунта, полному заполнению ковша и максимальным плечам сил. Тяговое усилие должно преодолеть не только ре-

акции, но и усилие в подъемных канатах от массы рабочего оборудования.

Усилие подъема стрелы ($\Sigma M_o = 0$) от сил тяжести

$$S_n = (g_c r_c + g_p r_p + g_{k+г} r_k) / r_n, \quad (164)$$

где r — плечи соответствующих сил g_i относительно оси шарнира стрелы (точка O).

Расчетное тяговое усилие ковша обратной лопаты определяем для положения конца копания ($\Sigma M_A = 0$):

$$S_r = (P_{o_1} r_{o_1} + g_{k+г} r_{k_1} + g_p r_{p_1} + S_n r_{n_1} + P_{o_2} r_{o_2}) / r_r. \quad (165)$$

Мощность механизмов тяги и подъема:

$$N_T = S_T v_T / (10^3 \eta_T); \quad (166)$$

$$N_n = S_n v_n / (10^3 \eta_n); \quad (167)$$

$$N = N_T + N_n. \quad (168)$$

На рисунке 61, в представлена расчетная схема работы драглайна. Масса ковша (τ) определяется по следующим эмпирическим формулам (в зависимости от категории грунта):

$$\text{для легких грунтов } m_k^* = 0,8 (1,6 + 0,034q) \sqrt[3]{q^2};$$

$$\text{для средних грунтов } m_k = 0,65 (2,4 + 0,05q) \sqrt[3]{q^2};$$

$$\text{для тяжелых грунтов } m_k = 0,53 (3,85 + 0,08q) \sqrt[3]{q^2}.$$

Усилие тяги

$$S_T = P_{o_1} + g_{k+г} \sin \alpha.$$

Для выполнения процесса копания грунта необходимо, чтобы массы ковша было достаточно для его заглубления:

$$P_{o_2} = P_{o_1} \psi \leq g_k \cos \alpha.$$

Устойчивое движение может быть достигнуто, если $S_T \leq (g_{k+г} r_k) / r_n$, в противном случае ковш будет перевернут усилием S_T вокруг точки O . Усилие в подъемном и тяговом канатах при транспортировании ковша определяется графически по треугольнику сил.

Мощность поворотного и ходового механизмов. Продолжительность поворота составляет от 60 до 80 % всей продолжительности цикла. При определении сопротивления повороту вращающейся части экскаватора учитываются силы трения, возникающие в опорном устройстве, возможное отклонение оси вращения от вертикали и силы инерции элементов вращающейся системы.

Моменты вращения в периоды разгона и торможения будут определяться:

в период разгона

$$M_{пов} = M_{трени} \pm M_n + M_{ин} = M_d u \eta_{пов}; \quad (169)$$

в период торможения

$$M_{пов} = M_{трени} \pm M_n + M_{т.д} = M_{ин}. \quad (170)$$

где $M_{трени}$ — момент сил трения, отнесенный к поворотной платформе; M_n — момент возникающий вследствие отклонения оси вращения экскаватора от вертикали (обычно на $10...12^\circ$); $M_{т.д}$ — тормозной момент на валу двигателя; $M_{ин}$ — момент сил инерции, возникающих при вращении поворотной платформы со стрелой и грузом в период разгона и торможения с учетом инерции вращающихся масс механизмов; M_d — момент вращения двигателя; u — передаточное число от двигателя до венца поворотного механизма; $\eta_{пов}$ — КПД поворотного механизма.

Тяговый расчет. Проводят его для того, чтобы определить условия движения и мощности, расходуемой на передвижение. Для гусеничных экскаваторов в общем случае:

при $\alpha = 15 \dots 17^\circ$, $f_1 = 0,1 \dots 0,15$

$$\Sigma W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 \cong 0,5G; \quad (171)$$

при $\alpha = 8 \dots 10^\circ$ (крупные экскаваторы)

$$\Sigma W_i \cong (0,33 \dots 0,36) G,$$

где W_1 — внутреннее сопротивление ходовых механизмов (включает сопротивления в подшипниках, сопротивления качению катков, сопротивление изгибанию гусеничной ленты); W_2 — сопротивление инерции при трогании с места; W_3 — сопротивление подъему; W_4 — сопротивление катанию-перемещению;

$$W_4 = Gf; \quad (172)$$

W_5 — сопротивление ветру; W_6 — сопротивление повороту;

$$W_6 = (0,2 \dots 0,25) G, \quad (173)$$

где G — сила тяжести экскаватора.

Мощность (кВт), потребная для передвижения экскаватора с заданной скоростью,

$$N = \Sigma W_1 v / (10^3 \eta). \quad (174)$$

Статический расчет. В задачи статического расчета входят: выбор противовеса для уравнивания поворотной платформы, определение условий устойчивости экскаватора, определение усилий в опорных роликах поворотного круга и реакций центральной цапфы (или захватных роликов), определение удельных давлений на грунт и опорных реакций.

При уравнивании поворотной платформы необходимо выполнить два основных условия (требования): при любых возможных положениях поворотной платформы и рабочего оборудования с порожним или груженым ковшом равнодействующая масс вращающихся частей не должна выходить за периметр многоугольника, построенного через опорные катки с поворотным кругом; для всевозможных положений перемещение равнодействующей вперед или назад от центральной цапфы должно быть одинаковым. Поворотная платформа уравнивается для каждого вида рабочего оборудования своим противовесом.

Рассмотрим методику выбора противовеса. Для одноковшового экскаватора с рабочим оборудованием прямая лопата (рис. 61, г) в основу определения рационального противовеса положено второе условие уравнивания. Равнодействующую масс поворотной платформы и рабочего оборудования смещают в два крайних положения.

Начало копания (положение I): ковш опирается на грунт, его сила тяжести и сила тяжести рукояти не оказывают влияния на равновесие платформы, стрела поднята под максимальным углом $\gamma = 60^\circ$, в равновесии платформы участвуют масса стрелы (m_c), масса противовеса ($m_{пр}$) и масса поворотной платформы (m) со всеми механизмами и узлами без противовеса и рабочего оборудования. Силы тяжести будут:

$$g_c = m_c g; \quad g_{пр} = m_{пр} g; \quad g_1 = m_1 g. \quad (175)$$

Расчетный вылет ковша, полностью загруженного грунтом: стрела установлена под минимальным рабочим углом $\gamma_{\min} = 35 \dots 40^\circ$ (положение II). В равновесии платформы участвуют массы: m_c , m_p — масса рукояти, $m_{к+г}$ — масса ковша с грунтом, $m_{пр}$, m_1 . По этим массам определяют силы тяжести:

$$g_p = m_p g; \quad g_{к+г} = m_{к+г} g. \quad (176)$$

Выдвижение рукояти:

$$\text{при } q = 0,25 \dots 0,75 \text{ м}^3 \text{ l} = 1/2 l_{\text{хода}};$$

$$\gg q = 1,0 \dots 1,5 \text{ м}^3 \text{ l} = 2/3 l_{\text{хода}};$$

$$\gg q = 1,5 \dots 2,5 \text{ м}^3 \text{ l} = l_{\text{хода}}.$$

Равнодействующие сил тяжести в соответствующих положениях:

$$R_1 = g_1 + g_{пр} + g_c; \quad (177)$$

$$R_2 = g_1 + g_{пр} + g_c + g_p + g_{к+г}. \quad (178)$$

Результирующие опрокидывающие моменты относительно оси поворотной платформы:

$$M_I = g_1 r_1 + g_{пр} r_{пр} - g_c r_{cl}; \quad (179)$$

$$M_{II} = g_{стр} r_{clII} + g_p r_p + g_{к+г} r_k - g_1 r_1 - g_{пр} r_{пр}. \quad (180)$$

Смещение равнодействующей относительно оси центральной цапфы:

$$b_I = M_I/R_I < a; \quad (181)$$

$$b_{II} = M_{II}/R_{II} < b; \quad (182)$$

$$b_{II}/b_I = 1,0 \dots 1,1. \quad (183)$$

При соблюдении этих условий найденный противовес принимается как наиболее рациональный.

Противовес для обратной лопаты выбирают из двух расчетных положений: I — порожний ковш находится на максимальном вылете перед началом копания; II — груженный ковш вышел из забоя.

Расчетные положения для драглайна: I — ковш лежит на земле, $\alpha = \alpha_{\max} = 45^\circ$; II — груженный ковш находится на расчетном вылете при $\alpha = \alpha_{\min} = 25 \dots 30^\circ$, $q = 0,25 \dots 0,5 \text{ м}^3$, $L_p = 0,75L$, $q = 0,5 \dots 1,0 \text{ м}^3$, $L_p = 0,80L$, $q > 1,0 \text{ м}^3$ $L_p = L$, где L — полный вылет ковша.

Расчетные положения для грейфера и крана: I — ковш или крюк лежит на земле; $\alpha = \alpha_{\max} = 60 \dots 70^\circ$; II — груженный ковш или полный грузка крюке при наибольшем допустимом вылете.

Глава X. ЭКСКАВАТОРЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

1. Общие сведения. Классификация

Экскаваторами непрерывного действия называют самоходные землеройные машины с активными рабочими органами, которые одновременно и непрерывно копают, транспортируют и разгружают грунт при движении всей машины. Благодаря принципу непрерывности рабочего процесса и использованию всего рабочего времени на экскавацию грунта эти экскаваторы обеспечивают более высокую производительность и лучшие удельные показатели по сравнению с одноковшовыми экскаваторами циклического действия. Однако экскаваторы непрерывного действия уступают в универсальности применения. Как правило, их используют для строго определенных технологических операций. Они эффективны при выполнении однотипных работ линейного характера: прокладка траншей и щелей под различные коммуникации, профилировка откосов, отрывка каналов глубиной до 2...3 м, очистные работы на каналах, вскрышные работы, добыча строительных материалов в карьерах и др. Эти экскаваторы преимущественно используют в талых грунтах без крупных каменистых включений и погребенной древесины. При установке специальных баровых и дискофрезерных рабочих органов их применяют для нарезки щелей в мерзлых грунтах. Они отличаются более равномерной загрузкой двигателя по мощности и времени, не требуют для агрегатирования мощных тягачей, легко поддаются автоматизации системы управления.

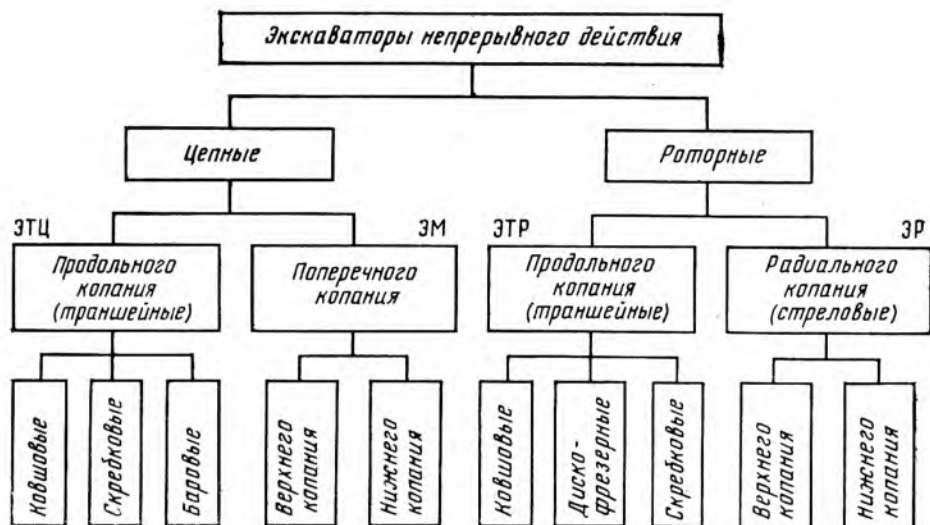


Рис. 62. Классификация экскаваторов непрерывного действия.

Основной классификационный признак экскаваторов непрерывного действия — тип несущего элемента рабочего органа (рис. 62): цепные и роторные с режущими элементами в виде ковшей, скребков и резцов.

Рабочий орган цепных экскаваторов — две (реже одна или более) замкнутые тяговые цепи, на которых в определенной последовательности установлены режущие (а иногда и транспортные) элементы.

Рабочий орган роторных экскаваторов — жесткое колесо с режущими элементами.

Для обеспечения непрерывности работы рабочий орган должен постоянно перемещаться и участвовать одновременно в нескольких движениях. Характер этого движения есть второй классификационный признак экскаваторов непрерывного действия: продольного копания (траншейные) — плоскости перемещения рабочего органа и режущих элементов совпадают с продольной осью машины; поперечного копания — плоскость движения режущих органов перпендикулярна к плоскости перемещения рабочего органа; радиального копания (стреловые) — совмещается вращательное движение режущих органов вокруг оси ротора с поворотным движением относительно пяты стрелы или оси поворотной платформы.

Для экскаваторов непрерывного действия принята буквенная индексация: ЭТЦ — экскаваторы траншейные цепные; ЭМ — экскаваторы цепные поперечного копания; ЭТР — экскаваторы траншейные роторные; ЭР — экскаваторы радиального копания (стреловые).

После буквенного индекса следует цифровое обозначение модели: ЭТЦ-165 (16 — глубина копания, дм; 5 — порядковый номер модели); ЭМ-201 (20 — вместимость ковша, л; 1 — порядковый номер модели); ЭТР-204 (20 — глубина копания, дм; 4 — порядковый номер модели); ЭР-1001 (100 — вместимость ковша, л; 1 — порядковый номер модели).

Экскаваторы ЭТЦ служат для прокладки траншей и щелей и имеют ковшовые, скребковые и баровые рабочие органы.

Экскаваторы ЭМ предназначены для добычи полезных ископаемых, планировки откосов и дна каналов, каналоочистительных работ, имеют ковшовый (реже скребковый) рабочий орган верхнего или нижнего копания.

Экскаваторы ЭТР служат для прокладки траншей и щелей и имеют ковшовые, дискофрезерные и скребковые рабочие органы.

Экскаваторы ЭР служат для карьерных и добычных работ, для разработки каналов и выемок крупных сечений, имеют ковшовый рабочий орган верхнего или нижнего копания.

По типу силового оборудования экскаваторы непрерывного действия различают с приводом от двигателей внутреннего сгорания, с электрическим многомоторным приводом, с дизель-электрическим и гидродинамическим и объемным гидравлическим приводом.

По ходовому оборудованию экскаваторы непрерывного действия бывают на гусеничном, пневмоколесном, рельсовом, плавучем и комбинированном ходу; их часто агрегируют на базе серийных гусеничных и пневмоколесных тракторов, одноковшовых экскаваторов или на специальных шасси.

Для расширения области применения экскаваторы ЭТЦ и ЭТР комплектуют сменными уширителями, цепными, ножевыми, фрезерными и шнековыми обрушителями, специальными устройствами для прокладки каналов и кюветов, строительства закрытого материального дренажа и других специальных работ.

В качестве транспортирующих органов экскаваторов непрерывного действия широко используют ленточные конвейеры, скребковые элеваторы, шнековые отвалообразователи, пассивные плужные откосники, а в последние годы лопастные и барабанные метатели.

На экскаваторы непрерывного действия общего назначения разработаны ГОСТ: на ЭТЦ и ЭТР — 19618—74, на ЭР — 16111—70, на ЭМ—7390—69; на специальные экскаваторы ГОСТ: на экскаваторы-дреноукладчики — 20234—74, на экскаваторы-профилировщики — 19836—74.

2. Назначение, конструкция и принцип работы траншейных экскаваторов

Траншейные экскаваторы по способу навески рабочего оборудования бывают с навесным, полунавесным и полуприцепным рабочим органом. Экскаваторы ЭТЦ с ковшовым рабочим органом применяют для рытья траншей шириной 0,5...1,2 м, глубиной до 4 м и более в грунтах

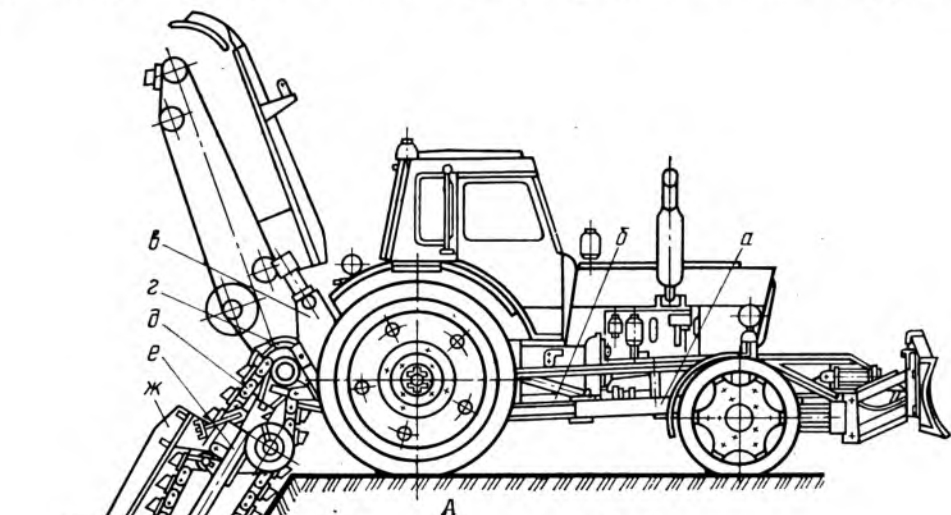


Рис. 63. Экскаватор ЭТЦ-165:

А — общий вид; Б — кинематическая схема; а — рама экскаватора; б — ходоуменьшитель; в — механизм подъема; г — редуктор привода; д — рабочая цепь; е — сварная рама; ж — зачистный башмак; з — двигатель; и — раздаточная коробка; к — привод рабочего органа; л — рабочий орган; м — гидронасосы; н — понижающий редуктор; 1—XVIII — валы и оси; 1...57 — зубчатые колеса, шестерни, звездочки. (Размеры в мм.)

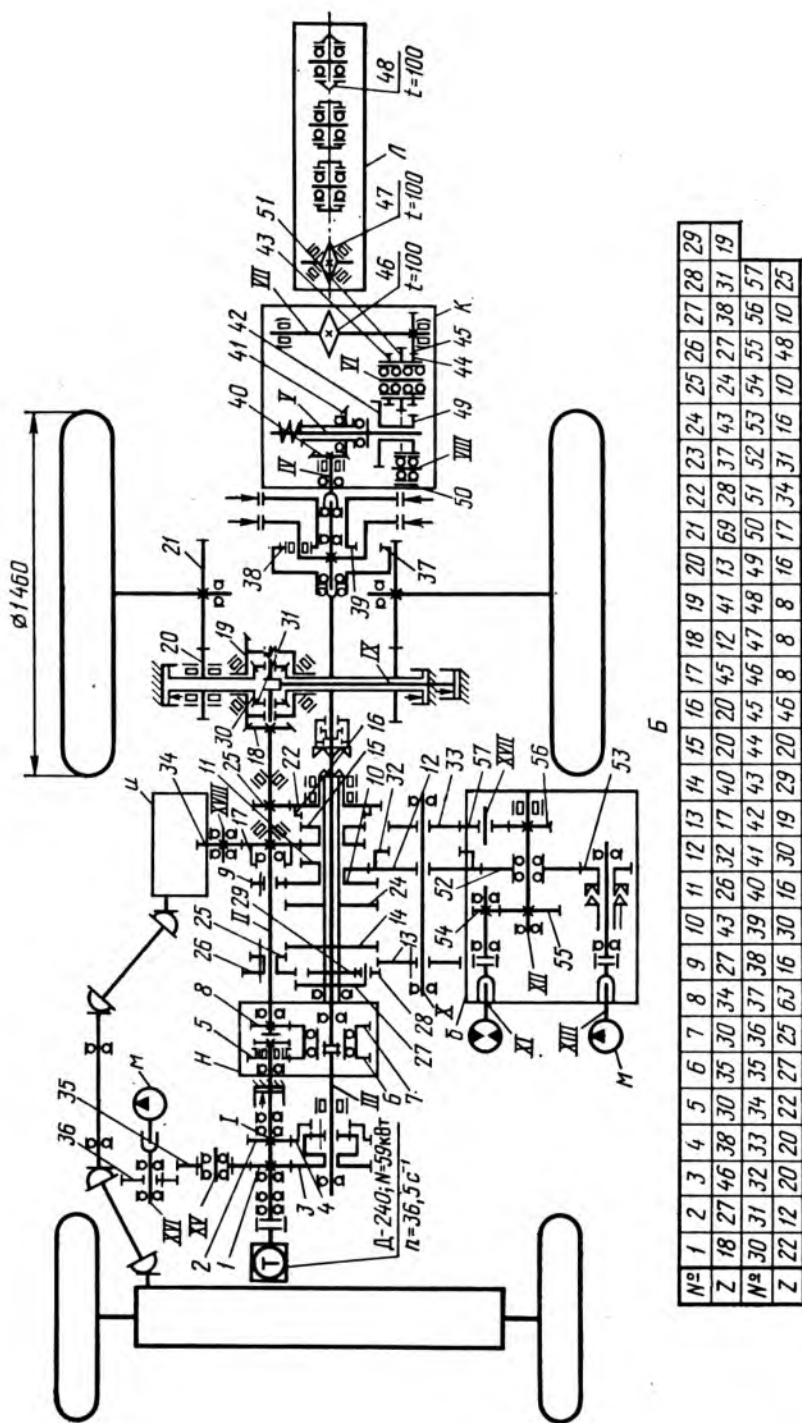


Рис. 63. (Продолжение).

I—III категории. Скребковый рабочий орган рационален при ширине траншей 0,2...0,6 м; баровый — при ширине щели до 0,2 м в прочных и мерзлых грунтах.

Экскаватор ЭТР с ковшовым рабочим органом применяют для рытья траншей шириной 0,8...2,5 м, глубиной до 2,5 м в грунтах I—IV категории, а при глубине промерзания до 0,5 расчетной глубины траншеи—в мерзлых грунтах; скребковый рабочий орган рационален при ширине траншей 0,2...0,6 м; дискофрезерный — при ширине щели до 0,2 м и глубине до 1,5 м в прочных и мерзлых грунтах.

Экскаватор ЭТЦ-165 (рис. 63, А) выполнен навесным на базе пневмоколясного трактора МТЗ-82 и предназначен для прокладки прямоугольных траншей шириной 0,27 и 0,4 м, глубиной до 1,6 м в минеральных грунтах I—III категории без крупных каменистых включений. В основном используется для прокладки траншей под различные коммуникации и их засыпки, а также для мелких планировочных работ. Экскаватор оборудован двумя рабочими органами: скребковым для рытья траншей и бульдозерным отвалом с гидроуправлением, одновременно выполняющим роль противовеса. Предусмотрена также возможность навески сменного барового рабочего оборудования для разработки мерзлых грунтов (гл. XVII).

Скребковый рабочий орган (рис. 64) представляет сварную раму 1 коробчатого сечения с нижним натяжным устройством 6 с резиновым амортизатором для предохранения рабочей цепи от перегрузок, два шнека правого и левого вращения для смещения грунта в стороны от бровок траншей с регулировочными планками для фиксирования положения шнеков в зависимости от глубины траншей, поддерживающий ролик 4 и опорную направляющую и сменную скребковую рабочую цепь 5.

Рабочая цепь установлена на ведущей и ведомой звездочках и в зависимости от ширины отрываемой траншей комплектуется различными скребками и резцами.

В скребковых рабочих органах различают цепи, работающие по совмещенной и разделенной схемам резания. При совмещенной схеме один и тот же скребок режет грунт и транспортирует его из траншей в виде призмы волочения (скребок не имеет емкости). При разделенной схеме на цепи устанавливают резцы, которые только режут грунт, и транспортные скребки (лопатки), которые только транспортируют грунт на поверхность. На экскаваторе ЭТЦ-165 установлены скребковые цепи второго типа.

Резцы и скребки на втулочно-роликовой цепи с шагом 100 мм крепятся специальными планками в определенной последовательности, обеспечивающей равномерную нагрузку цепи в процессе работы.

Рама рабочего органа с помощью разъемного подшипника скольжения и втулки устанавливается на редукторе привода и управляется через рычажную систему гидроцилиндром, установленным в кронштейнах на редукторе.

Для зачистки дна отрываемой траншей рабочий орган имеет дополнительную раму со сменным зачистным башмаком.

Редуктор привода (рис. 65) рабочего органа установлен на корпусе заднего моста трактора и приводится во вращение от заднего ВОМ трактора. Редуктор привода обеспечивает четыре рабочие скорости движения цепи (0,83; 1,16; 1,54 и 2,14 м/с) и две реверсивные (0,83 и 1,54 м/с).

В редукторе привода установлена многодисковая муфта предельного момента 2, предохраняющая трансмиссию от поломок при встрече рабочего органа с непреодолимым препятствием.

От ВОМ трактора, шлицы которого вставляются во внутреннее отверстие вала-шестерни 13, вращающий момент через конические шестерни 12 и 13 передается ведущим дискам муфты 2. Ведомые диски уста-

новлены на шлицах вала 3. Передаваемый момент регулируется степенью сжатия пружины. С вала 3 через блок шестерен 11, поочередно входящий в зацепление с шестернями 9 и 7, шестерни 6 и 10 вращающий момент передается турасному валу 4, на котором установлена ведущая звездочка 5. Блок шестерен позволяет иметь две скорости, и если учесть, что ВОМ также имеет две частоты вращения, то рабочая цепь будет иметь четыре скорости движения.

Меньшая шестерня блока шестерен 11 может входить в зацепление с шестерней реверса 50 (рис. 63), которая может перемещаться со своей

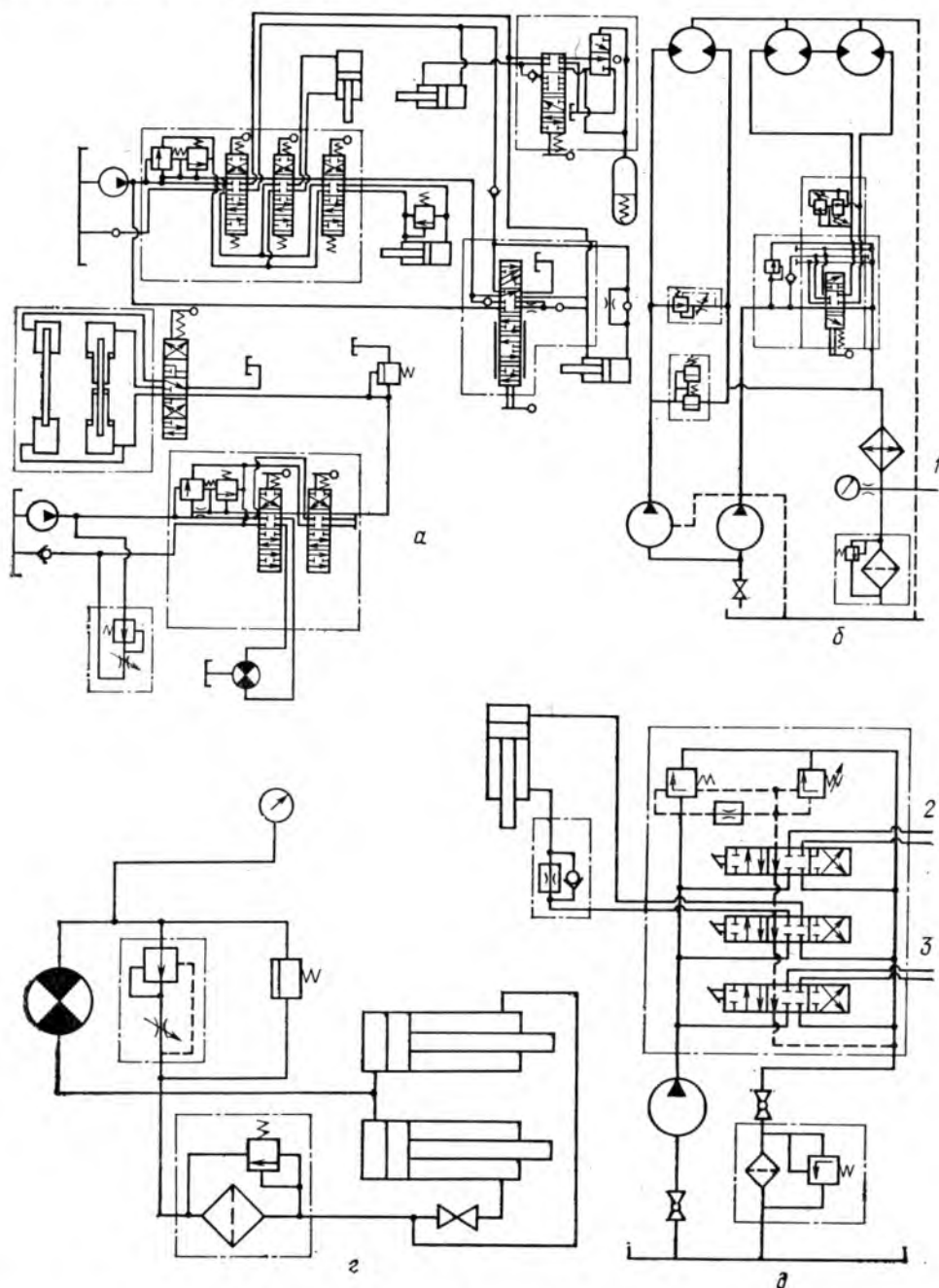


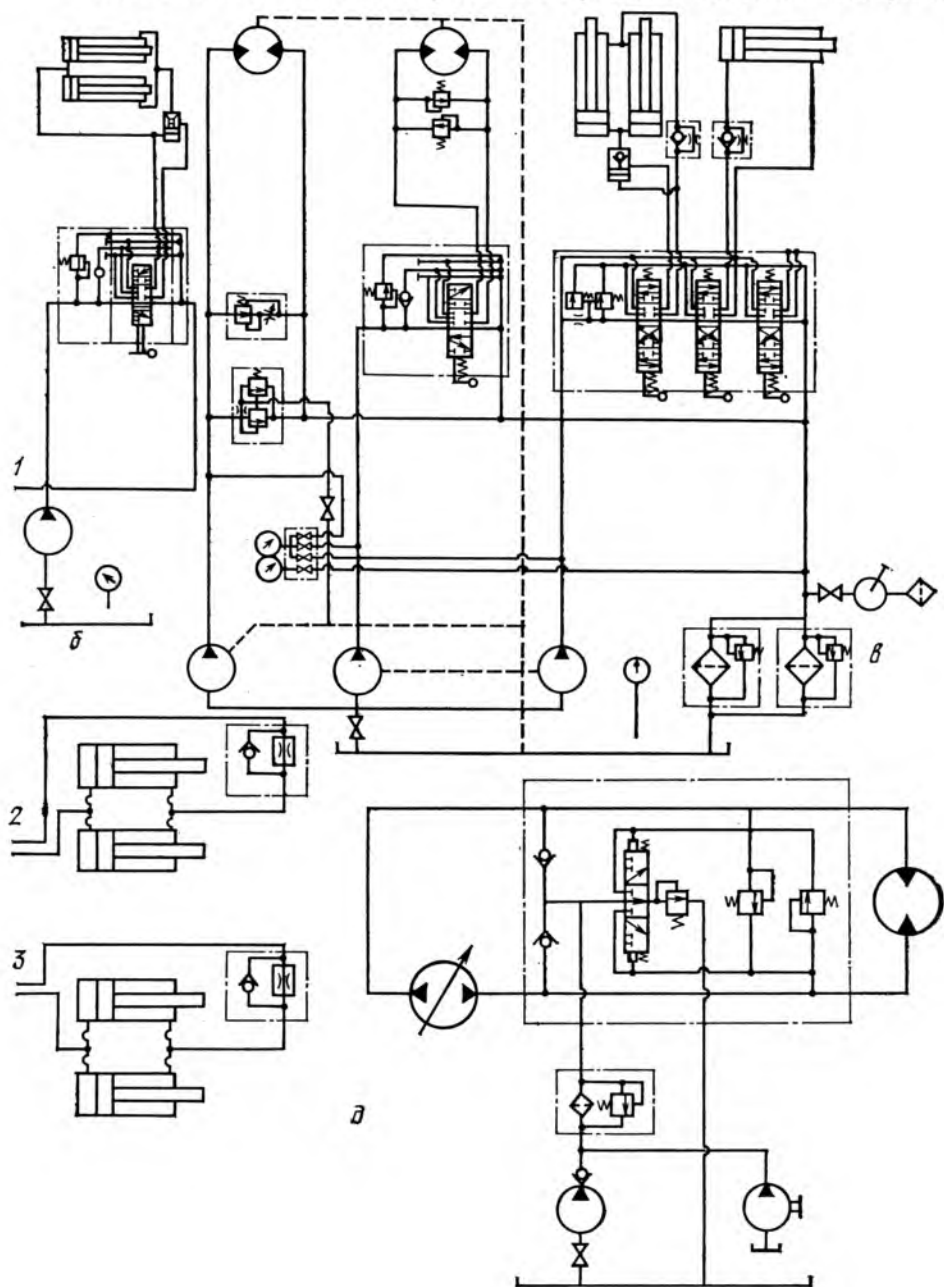
Рис. 66. Гидравлические схемы управления экскаваторами:

а — ЭТЦ-165; б — ЭТЦ-252; в — ЭТЦ-208; г — ЭТР-162; д — ЭТР-204.

осью и входить в зацепление с шестерней 7, обеспечивая реверсирование рабочей цепи с двумя диапазонами скоростей.

Управление блоком шестерен *11* и шестерней реверса осуществляется механизмом переключения (рис. 66, *а*), установленным на редукторе привода и управляемым гидрораспределителем. Механизм переключения состоит из двух телескопических цилиндров с общим штоком и двух односторонних цилиндров с общим штоком. К этим штокам присоединяются два рычага, управляющих перемещением оси шестерни реверса и блоком шестерен.

В передней части экскаватора к лонжеронам и нижней части рамы



укреплено бульдозерное оборудование, подъем и опускание которого, изменение угла захвата до 45° и угла зарезания до 6° осуществляются гидроцилиндрами, питаемыми от основной гидросистемы трактора. Эта же система обеспечивает управление гидроцилиндром подъема и опускания рабочего органа.

Дополнительное гидрооборудование предусмотрено для рабочего передвижения экскаватора и дистанционного переключения скребковой цепи рабочего органа.

С левой стороны коробки передач трактора прикреплен гидроредуцирующий, представляющий четырехступенчатый редуктор с цилиндрическими колесами и приводимый в движение гидродвигателем типа 210.16А.

Поток жидкости, подаваемой на гидродвигатель, регулируется дросселем, параллельно включенным в дополнительную гидросистему, что обеспечивает бесступенчатое изменение скорости в диапазоне от 20 до 1700 м/ч.

Транспортные скорости экскаватора соответствуют скоростям базового трактора (8 скоростей от 1,89 до 33,5 км/ч).

Экскаватор имеет автоматический блокирующий дифференциал и ведущий передний мост, приводимый от раздаточной коробки карданными валами, что создает ему достаточно высокую проходимость.

Максимальный угол наклона к горизонту 60° , техническая производительность в грунтах I категории не менее $65 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Экскаватор ЭТЦ-252 (рис. 67, А) выполнен навесным на базе гусеничного самоходного шасси трелевочного трактора ТТ-4 и предназначен для рытья прямоугольных и трапециевидных траншей глубиной 2,5 (3,5) м, шириной по дну 0,8 (1,0) м и при работе с цепными откособразователями шириной поверху 2,8 м в грунтах I—III категории, нормальной влажности, с каменистыми включениями не более 200 мм, для укладки водопроводных и канализационных труб, кабелей и других коммуникаций. В качестве сменного оборудования для рытья траншей в мерзлых грунтах (глубина промерзания до 1,2 м) в районах умеренного климата применяется специальная скребковая цепь, зубья которой наплавлены износостойкой порошковой лентой ПЛ-АН 101.

Рама рабочего органа *ж*, задняя *к* и передняя *е* опоры вместе с рамой тягача образуют параллелограммную навеску, управляемую гидроцилиндрами *я*.

Привод рабочего органа механический. От распределительной коробки *т* через вал *III* (рис. 67, Б) и редуктор-реверс вращающий момент передается карданному валу *щ*, который соединяется с угловым коническим редуктором *ф*. От этого редуктора телескопическим карданным валом вращение передается верхнему редуктору *х*, установленному на фланце рамы рабочего органа. Выходной вал редуктора зубчатой муфтой соединяется с турасным валом XVIII с двумя ведущими звездочками *24*.

Поочередное включение вала *III* с шестернями 8 и 9 или 2 и 3 обеспечивает две рабочие скорости цепи — 0,807 и 1,25 м/с, такие же скорости будут и при реверсировании цепи редуктором *п*. Предохранение трансмиссии от поломок при встрече рабочего органа с непреодолимым препятствием осуществляется муфтой предельного момента *ш*.

Транспортные скорости регулируются ступенчато коробкой передач *ю* (восемь скоростей вперед от 2,25 до 9,75 км/ч и четыре назад от 3,4 до 6,5 км/ч), при этом вал *V* напрямую соединяется с валом двигателя.

Рабочие скорости экскаватора в диапазоне 5...150 м/ч меняются бесступенчато путем дросселирования потока жидкости, подаваемого в гидродвигатель *с*. При этом вращающий момент на вал *V* от гидродвигателя *с* будет передаваться через шестерни 13, 12, 11 и 10. Механизмы управления исключают одновременное включение рабочего и транспортного хода.

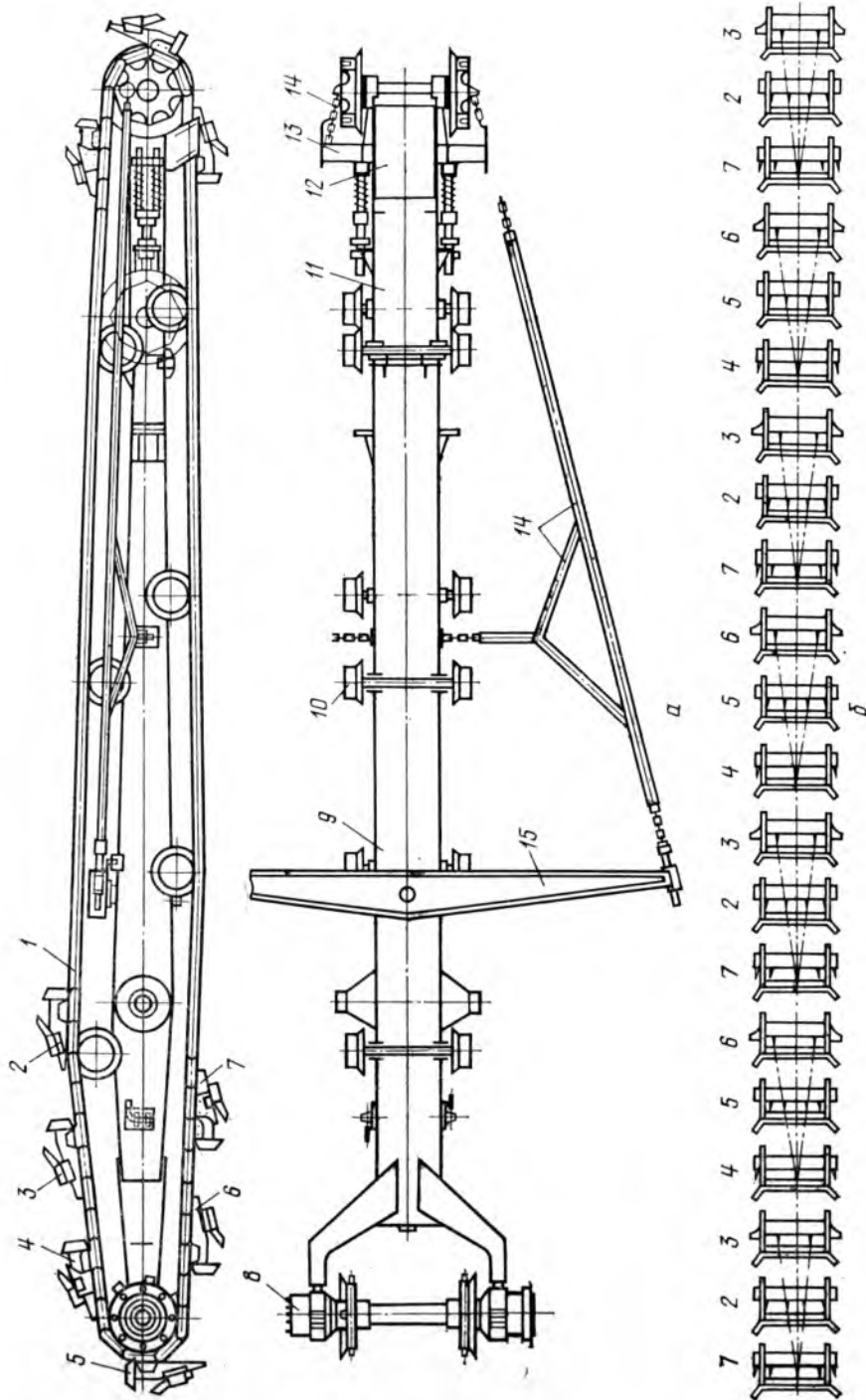


Рис. 68. Рабочий орган экскаватора ЭТЦ-252:

а — общий вид; *б* — схема расстановки зубьев для глубины 3,5 м; *1* — тяговая цепь; *2...7* — скребки; *8* — турасный вал; *9* — рама; *10* — поддерживающие ролики; *11* — дополнительная вставка для рытья траншей глубиной до 3,5 м; *12* — натяжное устройство с направляющими колесами; *13* — ограничитель; *14* — цепные откособразователи; *15* — качающаяся траверса.

Привод отвального конвейера *л* гидравлический, гидродвигателями *у* от насосов *н*, включаемых отдельно в зависимости от направления отбрасывания грунта.

В приводном барабане *м* смонтирован планетарный редуктор, зубчатый венец которого установлен на внутренней поверхности барабана. Скорость ленты транспортера 4,3 м/с.

Рама транспортера состоит из трех секций, соединенных между собой шарнирно. Шарниры позволяют складывать транспортер в транспортное положение с помощью лебедки *р* и системы блоков.

Рабочий орган экскаватора (рис. 68, *а*) разрабатывает грунт и выносит его на отвальный транспортер.

Все элементы рабочего органа смонтированы на раме *9*, которая для увеличения глубины копания удлиняется дополнительной вставкой *11*. В верхней части рамы установлен турасный вал *8* с двумя ведущими звездочками, в нижней — натяжное устройство с направляющими колесами *12* и ограничителем *13*. Поддерживающие ролики *10* уменьшают провисание холостой ветви тяговой цепи *1* и придают должное направление рабочей ветви.

Тяговая цепь *1* состоит из двух замкнутых цепей. На ней с шагом 0,95 м установлены 2...7 скребков шести типоразмеров, выполненных в виде арки с режущими зубьями и идущей впереди зубьев плоской трапецеидальной транспортной лопатки. Отличительная особенность скребков — число зубьев и схема их расстановки (рис. 68, *б*). При глубине траншеи 2,5 м общее число скребков равно 18, при 3,5 м — 24.

Винтовое натяжное устройство натягивает тяговую цепь, а пружины предохраняют от кратковременных перегрузок рабочий орган при попадании твердых включений в звенья цепи, направляющие колеса и другие сборочные единицы.

Для придания траншее трапецеидального профиля применены два цепных откосообразователя *14*. Концы цепей присоединены к качающейся траверсе *15*, шарнирно установленной на раме *9*, и к вращающимся пальцам натяжных направляющих колес со смещением на 180°. Сварные цепи имеют ромбообразные резцы, они совершают сложное движение: в нижней части — по окружности в плоскости траншеи; в верхней — по окружности в плоскости рамы рабочего органа.

Гидросистема экскаватора ЭТЦ-252 (рис. 66, *б*) включает независимые друг от друга приводы бесступенчатого регулирования рабочего хода, вращения конвейера, подъема и опускания рабочего органа.

Шестеренный насос для питания рабочей жидкостью двух параллельно работающих гидроцилиндров установлен на двигателе трактора. Гидродвигатели отвального конвейера питаются с помощью насоса *н*, а гидродвигатель рабочего хода — насоса *о*. Оба насоса установлены на распределительной коробке. Параллельно гидродвигателю рабочего хода подключен дроссель, изменяющий подачу жидкости. Давление в системе управления гидродвигателями 16 МПа, техническая производительность экскаватора до 220 м³/ч, мощность 80,9 кВт, масса с рабочим органом для копания на глубину 3,5 м — 19,7 т.

Роторные траншейные экскаваторы по сравнению с цепными имеют более высокий КПД, так как отсутствуют ковшовые цепи, работающие в абразивной среде, более высокую производительность благодаря большому числу ссыпок ковшей в единицу времени, которое обеспечивается лучшими условиями выгрузки грунта из ковшей и равномерностью вращения ротора.

Недостаток — резкое увеличение габаритов и массы с увеличением глубины отрываемой траншеи, поэтому рациональный предел глубины копания роторными траншейными экскаваторами составляет 2,5...3,0 м. Для экскаваторов ЭТЦ известны модели, отрывающие траншеи глубиной 7...8 м и более.

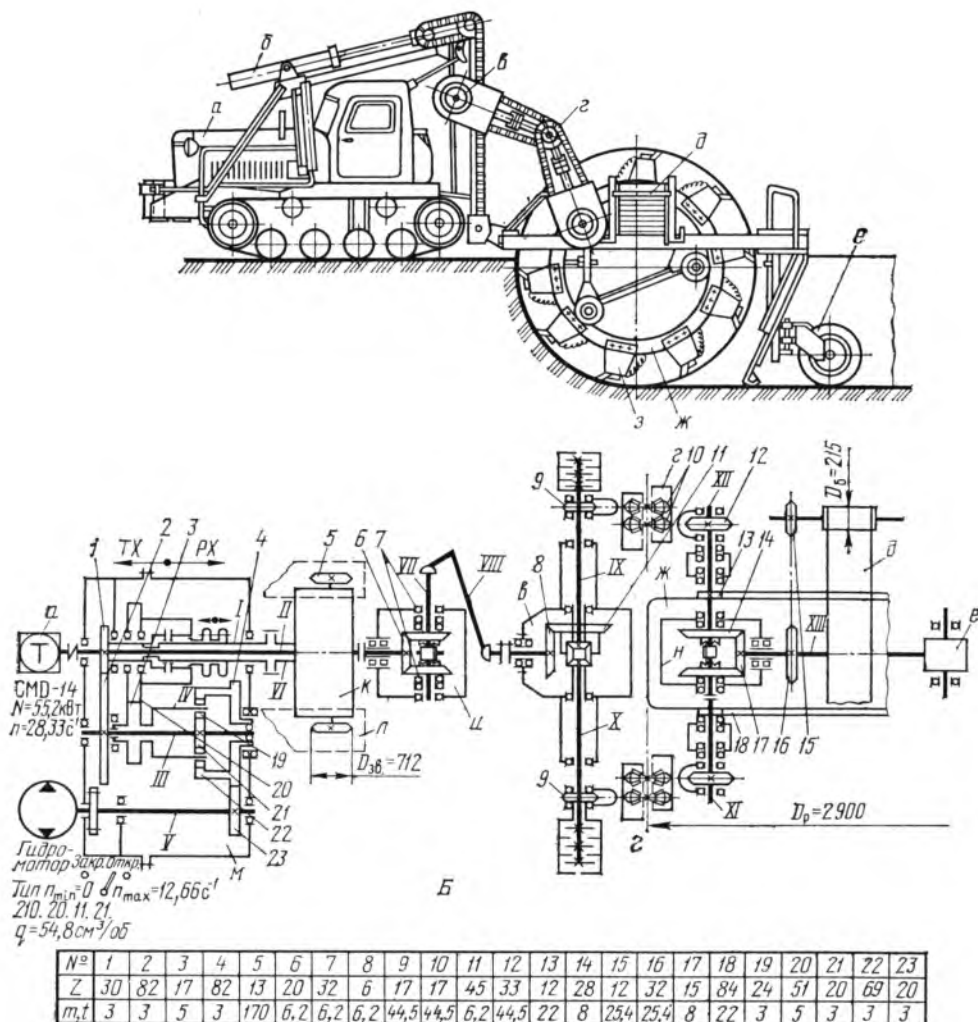


Рис. 69. Экскаватор ЭТР-162:

А — общий вид; Б — кинематическая схема; а — двигатель трактора ДТ-75; б — гидроцилиндр; в — редуктор привода ротора; г — двойная цепная передача; д — транспортер; е — опорное колесо; ж — ротор; з — ковш; и — редуктор отбора мощности; к — коробка передач и задний мост трактора; л — ходовое оборудование; м — гидромеханический ходоуменьшитель; н — приводной узел ротора; 1...23 — шестерни и звездочки; I—XIII — валы и оси; и — передаточное отношение коробки скоростей, главной передачи и бортовых редукторов; $u_1=43,8$; $u_2=39,2$; $u_3=35,3$; $u_4=31,7$; $u_5=28,5$; $u_6=25,6$; $u_7=20,8$. (Размеры в мм.)

Экскаватор ЭТР-162 (рис. 69, А) выполнен по полуприцепной схеме, агрегируется с гусеничным трактором ДТ-75 и предназначен для рытья прямоугольных траншей общестроительного назначения шириной 0,8 м, глубиной до 1,6 м. Производительность до 300 м³/ч в грунтах I—IV категории. Его также можно использовать в грунтах сезонного промерзания глубиной до 0,7 м.

Рабочий орган экскаватора — жесткий ротор ж, состоящий из двух колец, к наружным граням которых присоединены десять ковшей з вместимостью 70 л. Ковши имеют цепное днище, что особенно важно для разгрузки вязких и увлажненных грунтов. Зубья на ковше расположены по определенной схеме резания, исключающей их неравномерное нагружение. Ротор вращается в трех роlikоопорах, смонтированных на треугольной раме, установленной на основной раме, которая опирается на опорное колесо е и передний шарнир, перемещаемый в направляющих стойках металлоконструкции базового трактора. Рабочий орган

поднимают и опускают посредством двух гидроцилиндров 6, управляемых от гидравлической системы трактора, и подъемных цепей.

Внутри ротора смонтирован ленточный отвальный транспортер криволинейной формы, который может выдвигаться относительно оси траншеи в разные стороны специальным механизмом с ручным приводом. Между ротором и опорным колесом установлен подборный щиток для зачистки дна траншеи.

Грунт из ковшей выгружается на транспортер через открытую верхнюю грань, начало выгрузки фиксируется защитным листом, препятствующим высыпанию грунта вне поля действия транспортера.

Привод ротора и транспортера (рис. 69, Б) механический, от ВОМ трактора. В трансмиссию привода входят: конический реверсивный редуктор отбора мощности 4, устанавливаемый на задней привалочной плоскости трактора; карданный вал VIII; редуктор привода ротора 8 с муфтой предельного момента; две двойные цепные передачи 2 и валы XI и XII с шестернями 13, входящими в зацепление с цевьями 18, установленными на отдельных секторах, и потайными винтами прикрепляемых к дискам ротора. Скорость ротора 1,59 м/с, частота вращения $10,49 \text{ мин}^{-1}$. Независимо от движения ротора привод на транспортер включает вал XIII, получающий реверсивное движение от шестерен 17 и 14, и цепную передачу 16 и 15. Ведущие барабаны транспортера снабжены резиновыми бандажами, улучшающими сцепление с транспортной лентой. Ширина ленты 600 мм, скорость движения ленты 4,12 м/с.

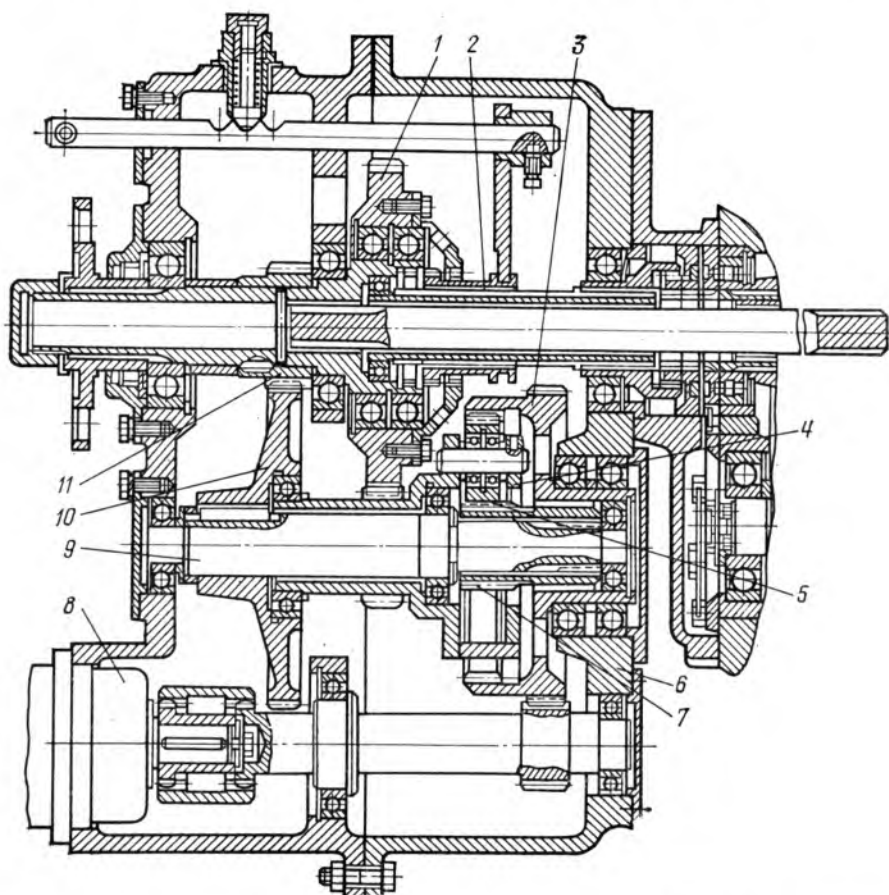
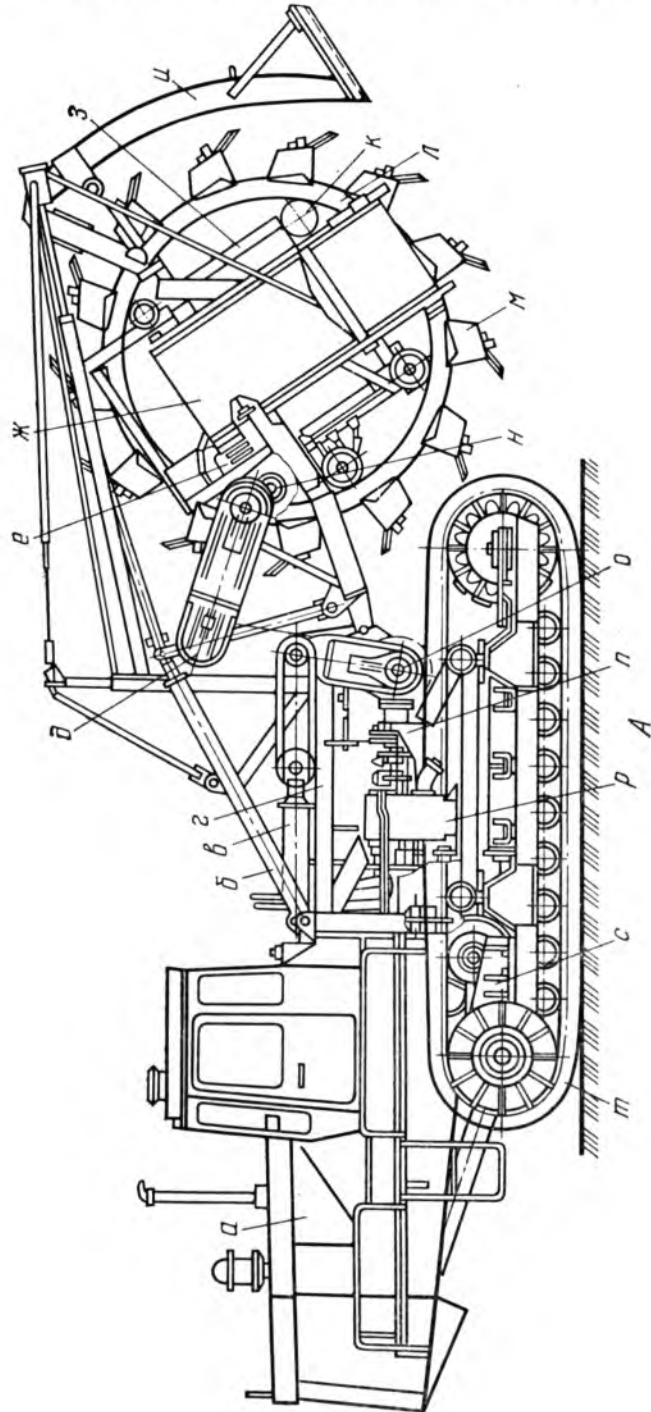


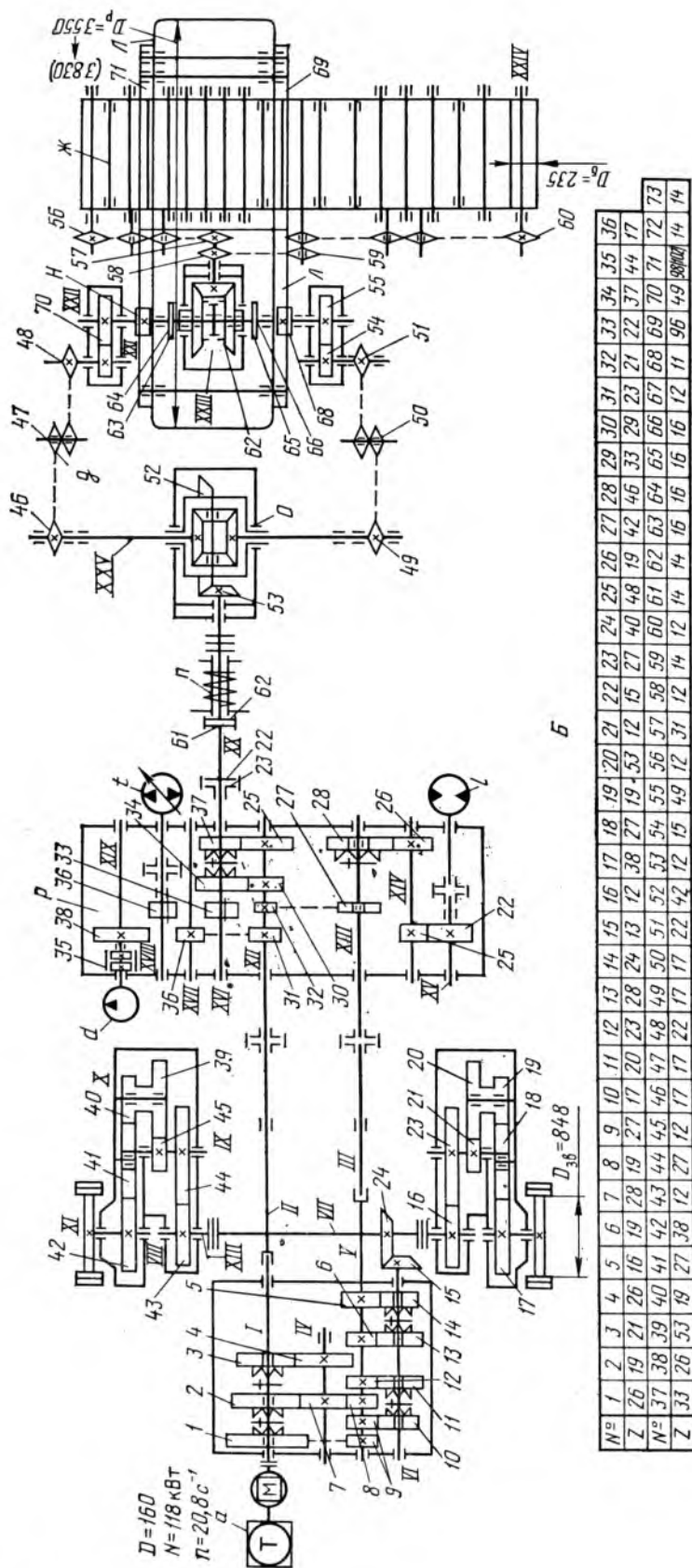
Рис. 70. Гидромеханический ходоуменьшитель экскаватора ЭТР-162:

1, 7, 10, 11 — шестерни; 2 — зубчатая муфта; 3 — зубчатый венец; 4 — водило; 5 — сателлит; 6 — корпус; 8 — гидромотор типа 210.20; 9 — вал.

Рис. 71. Экскаватор
ЭПР-204;



А — общий вид; Б — кинематическая схема; а — двигатель; б, в — механизмы подъема задней и передней частей рабочего оборудования; г — рама тягача; д — двойная цепная передача привода рабочего органа; е — привод конвейера; ж — конвейер; з — рама ротора; и — защитное устройство; к — направляющий ролик; л — ротор; м — конус; н — вал привода ротора; о — редуктор привода ротора; п — муфта передельного момента; р — раздаточный редуктор; с — бортовой редуктор; т — ведущая звездочка; ф — подпиточный насос; х — регулируемый насос привода рабочего перемещения; ц — гидромотор привода рабочего перемещения; ч — шестерня; щ — шестерня; хху — валы, зубчатые колеса, звездочки; ххх — валы, оси. (Размеры в мм, в скобках приведены значения для ЭПР-224.)



Гидромеханический ходоуменьшитель (рис. 70) обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости рабочего хода, что позволяет исключить потери производительности на различных ступенях коробки передач и более рационально использовать режим работы экскаватора в зависимости от изменяющихся физико-механических свойств разрабатываемого грунта. Диапазон регулирования скорости от 0 до 312 м/ч; при транспортном ходе вращающий момент на коробку передач передается прямым путем, переключением муфты 2 влево, что обеспечивает транспортные скорости, соответствующие скоростям базового трактора.

Корпус 6 ходоуменьшителя присоединяется к передней стенке коробки передач трактора. От двигателя трактора вращающий момент передается карданным валом на ведущую вал-шестерню 11. При переключении муфты 2 вправо она входит в зацепление с шестерней 1 и выходной вал ходоуменьшителя получает замедленное вращение.

Зубчатый венец 3 планетарного редуктора связан с гидромотором 8, который задресселирован (рис. 66, з), и его вал может вращаться с максимальной частотой при полностью открытом дросселе или быть остановленным при закрытом дросселе. В последнем случае зубчатый венец 3 не вращается, а вал 9 и связанная с ним солнечная шестерня 7 через сателлиты 5 передают вращение водилу 4, которое связано зацеплением с шестерней 1. Вращение от двигателя вала 9 передается зубчатой парой 11—10. При таком режиме редуктор работает с минимальным передаточным числом, обеспечивая максимальную рабочую скорость экскаватору. Когда дроссель открыт (рис. 66, з), солнечная шестерня свободно вращается; при максимальной скорости вала гидродвигателя водило останавливается и скорость рабочего хода становится равной нулю. Переключать ходоуменьшитель с транспортного на рабочий ход допускается при выключенном сцеплении.

Экскаватор ЭТР-204 (рис. 71, А) предназначен для рытья траншей под магистральные трубопроводы глубиной до 2 м и шириной 1,2 м. Производительность экскаватора до 650 м³/ч в грунтах I—IV категории и в мерзлых грунтах при глубине промерзания до 1 м. В талых грунтах до III категории можно рыть траншеи с откосами шириной поверху 2,04 м. Выполнен по навесной схеме, агрегатируется с трактором Т=130.1.Г, в конструкцию которого внесены изменения: увеличена опорная площадь гусениц (удлинен ход, увеличена ширина башмаков и число опорных катков доведено до 9); между бортовыми редукторами трактора и ведущими звездочками установлены дополнительные бортовые редукторы.

Для получения рабочих скоростей передвижения и отбора мощности на привод ротора и транспортера введен гидромеханический раздаточный редуктор (рис. 71, Б).

Модель ЭТР-204 является базовой для экскаваторов ЭТР-223 и ЭТР-224, имеющих диаметр ротора 3 830 мм и отрывающих траншеи глубиной до 2,2 м, шириной 1,5 и 0,85 м соответственно при вместимости ковшей 160 и 85 л.

Основная часть рабочего органа — ротор, оборудованный четырнадцатью ковшами вместимостью 140 л со сменными зубьями, расположенными по несимметричной ступенчато-шахматной схеме, и цепными днищами. Ротор перемещается в направляющих роликах, закрепленных на его раме. При работе в талых грунтах рабочий орган может снабжаться ножевыми откосниками. Откос формируется на высоте 0,6 м от дна траншеи.

Внутри ротора в поперечном к оси машины направлении установлен ленточный двухсекционный складывающийся транспортер с лентой шириной 800 мм. Скорость ленты 4 и 5 м/с.

Установка транспортера в рабочее положение и изменение его вылета осуществляются гидроцилиндром, управляемым от гидравлической системы трактора (рис. 66, д). От этой же системы работают две пары

сдвоенных гидроцилиндров подъема и опускания передней (перемещается по направляющим) и задней (путем поворота относительно оси крепящего шарнира) частей ротора.

Механический привод ротора и ленточного транспортера включает: раздаточный редуктор, обеспечивающий две скорости резания ротором (1,80 и 1,45 м/с) и реверс; муфту предельного момента; редуктор привода ротора с дифференциалом, уравнивающим нагрузки в правой и левой двойной цепной передачах, каждая из которых через цилиндрические редукторы соединена с валами привода ротора, на которых установлены шестерни, входящие в зацепление с цевами ротора.

От конического редуктора-реверса цепными передачами вращающий момент передается на концевые барабаны ленточного отвального транспортера.

Гидромеханический раздаточный редуктор, обеспечивающий бесступенчатое регулирование рабочей скорости передвижения экскаватора в диапазоне 10...300 м/ч, имеет гидродвигатель, питаемый с помощью насоса типа 210.20 с регулируемой подачей.

Кинематическая схема привода хода показана на рисунке 71, Б, а гидравлическая схема — на рисунке 66, Д.

Рабочее передвижение экскаватора допускается только на первой скорости тягача. Механизм включения гидромотора заблокирован с рычагом включения коробки передач. Скорость рабочего передвижения изменяется вращением маховика устройства механического управления гидроприводом хода. Рабочее давление в системе 14 МПа.

При движении на транспортных скоростях (1,82...6,23 км/ч) от двигателя через тракторную коробку передач, главную передачу заднего моста, бортовые фрикционные, тракторные бортовые и дополнительные бортовые редукторы вращение передается на ведущие звездочки гусеничного хода.

Мощность двигателя 118 кВт, масса экскаватора 29,4 т.

Отличительной особенностью экскаватора ЭТР-253А, выполненного полуприцепным на тягач ДЭТ-250М, является электропривод ротора, ленточного конвейера и механизма хода от индивидуальных электродвигателей, питаемых дизель-генераторной установкой. Это упрощает кинематическую схему и обеспечивает техническую производительность до 1 200 м³/ч на грунтах I категории при мощности двигателя 228 кВт. Глубина траншей до 2,5 м, ширина 2,1 м.

3. Карьерные экскаваторы непрерывного действия

К группе карьерных экскаваторов непрерывного действия относятся экскаваторы ЭМ и ЭР, чаще всего выполняемые с ковшовым рабочим органом.

Цепные экскаваторы поперечного копания, применяемые для добычи глины, песка и щебня, планировки откосов или прокладки каналов малых сечений, выполняют в основном на рельсовом ходу и имеют электрический многомоторный привод всех механизмов.

Экскаватор ЭМ-201А (рис. 72, а) является самоходной машиной на рельсовом ходу с ковшами вместимостью 20 л. Он может разрабатывать грунты I—III категории с включениями не более 100 мм ниже уровня стояния на глубину до 7 м или выше уровня стояния на высоту до 6 м. Угол откоса в забое составляет 45°.

Основная ковшовая рама 2 имеет П-образное сечение, направляющие для перемещения ковшовой цепи и поддерживающие ролики. К ней шарнирно присоединены нижнее 1 и верхнее 3 планирующие звенья. К последнему шарнирно присоединены неподвижная дополнительная ковшовая рама 5, установленная на ходовой тележке 9, перемещаемой по рельсам. На раме 5 укреплен стойка 4, в верхней части которой установлены блоки канатно-блочной системы управления. Стойка фиксиру-

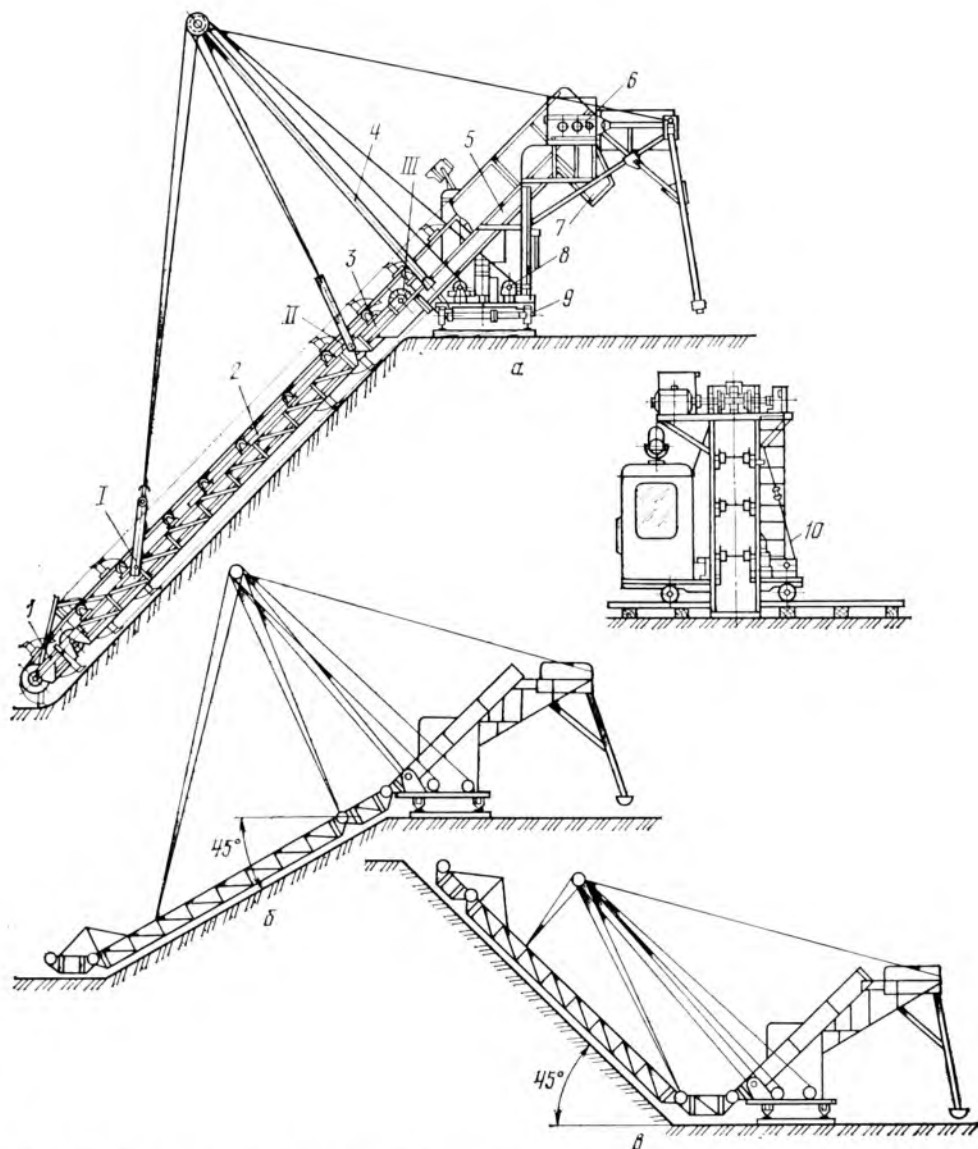


Рис. 72. Многоковшовый экскаватор поперечного копания ЭМ-201А:

a — общий вид; *б, в* — схемы разработки забоя соответственно при нижнем и верхнем копании; 1, 3 — нижнее и верхнее планирующие звенья; 2 — основная ковшовая рама; 4 — стойка; 5 — дополнительная ковшовая рама; 6 — привод ковшовой цепи; 7 — бункер; 8 — двухбарабанная лебедка; 9 — ходовое оборудование; 10 — растяжки; I, II, III — шарниры подвески и соединения верхнего планирующего звена с рамами 2 и 5.

ется растяжками 10, а ковшовая рама 2 от боковых перемещений удерживается качающейся направляющей, проходящей через специальное кольцо.

Рама 2 к стойке 4 в точках I и II прикреплена двумя полиспастами, управляемыми двухбарабанной лебедкой 8, барабаны которой могут включаться одновременно или порознь.

На верхнем пилоне установлен привод ковшовой цепи 6, включающий электродвигатель мощностью 14 кВт, редуктор и турасный вал с двумя ведущими звездочками. Между двигателем и приводным валом установлена муфта предельного момента, срабатывающая при встрече ковшей с непреодолимыми препятствиями.

Ковшовая цепь в забое может быть установлена для нижнего (рис. 72, б) и верхнего (рис. 72, в) копания. Нижнее планирующее звено, ус-

тановленное параллельно раме 2, увеличивает глубину копания, при отклонении звена его можно использовать для зачистки дна забоя. Верхнее планирующее звено зачищает бровку при верхнем копании.

Если поворот рамы 2 с планирующим звеном 1 выполняется только одним полиспастом при неподвижной точке II, то такое копание называют веерным (толщина стружки по длине переменная). Если одновременно работают два полиспаста и точки I и II перемещаются параллельно первоначальному положению (точка III), то копание происходит при постоянной стружке и носит название параллельного копания.

Ковшовая цепь при переходе через верхний турасный вал выгружает грунт в бункер 7, откуда грунт может подаваться на транспортные средства.

Кинематическая схема экскаватора ЭМ-201А представлена на рисунке 73 и выполнена в виде отдельных трех узлов привода: механизма подъема ковшовых рам и ковшовой цепи, а также механизма передвижения. В последних конструкциях привод хода изменен. На выходных валах трехступенчатого червячно-цилиндрического редуктора установлена цилиндрическая шестерня привода ведущей оси хода, а цепная передача использована для привода кабельного барабана с токоприемником, автоматически наматывающего или сматывающего электрический кабель.

Аналогичное устройство имеет экскаватор ЭМ-302 с ковшами вместимостью 30 л, отличительная особенность — возможность установки отвального конвейера длиной 20 м.

После выработки уступа экскаватор передвигают по отношению к забою с одновременным смещением рельсовых путей на шаг передвижки: 0,8...1,0 м (ЭМ-201А) и 1,5...2,0 (ЭМ-302). Производительность экскаваторов при скорости ковшовой цепи 0,6 и 0,5 м/с составляет 36

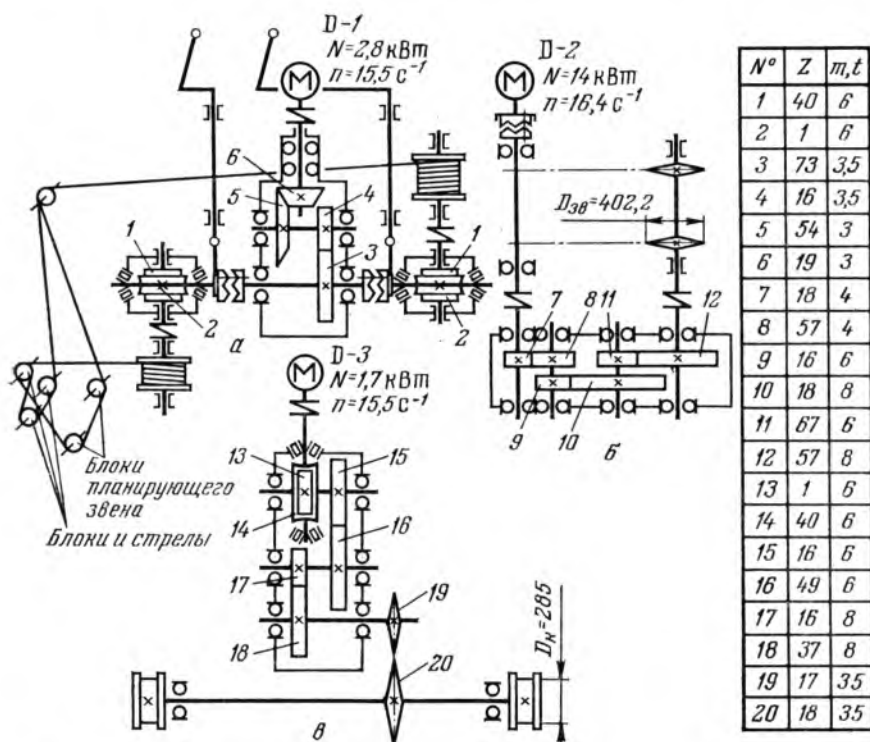


Рис. 73. Кинематическая схема экскаватора ЭМ-201А:

а — привод подъема ковшовой цепи; б — привод ковшовой цепи; в — привод механизма передвижения; 1...20 — червячные и зубчатые колеса, звездочки. (Размеры в мм.)

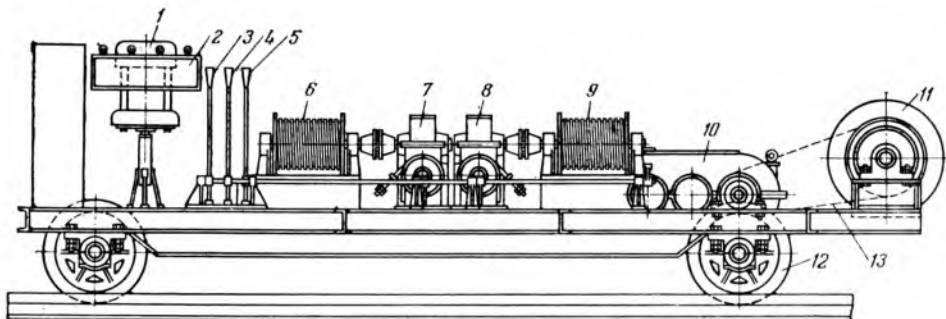


Рис. 74. Расположение механизмов экскаватора ЭМ-302 на ходовой раме:

1 — место оператора; 2 — пульт управления; 3...5 — рычаги управления; 6, 9 — барабаны; 7, 8 — червячные редукторы; 10 — редуктор механизма передвижения; 11 — кабельный барабан; 12 — приводное ходовое колесо; 13 — цепная передача привода кабельного барабана.

(ЭМ-201А) и $45 \text{ м}^3/\text{ч}$ (ЭМ-302). Масса экскаваторов соответственно 9,5 и 25,2 т.

Расположение механизмов экскаватора ЭМ-302 на ходовой раме показано на рисунке 74. Барабаны 6 и 9 подъема ковшовой рамы имеют привод от одного электродвигателя, трехступенчатый цилиндрический редуктор и два червячных редуктора 7 и 8, на входных валах которых установлены ленточные тормоза. Через редуктор 10 приводятся в движение ведущие колеса 12 и синхронно связанный с ними кабельный барабан 11, на противоположном конце которого установлены токосъемники.

Роторные экскаваторы радиального копания (роторные стреловые карьерные экскаваторы) предназначены преимущественно для выполнения больших объемов земляных работ при возведении насыпей, сооружении гидротехнических дамб, в карьерах при вскрыше и добыче строительных материалов и полезных ископаемых на открытых горных разработках в грунтах I—III категории с включениями не более половины ширины ковша для экскаваторов небольшой мощности и в грунтах III—IV категории и более для мощных экскаваторов.

Рабочий орган таких экскаваторов представляет ротор с ковшами, установленный на конце стрелы. Грунт отваливают с помощью ленточных транспортеров. Один транспортер, принимающий грунт непосредственно из ковшей ротора, установлен, на стреле, другой, отвальный, находится на поворотной платформе с противоположной стреле стороны.

Для удобства погрузки вынутого грунта в транспортные средства отвальный транспортер снабжен механизмом, обеспечивающим его поворот относительно платформы.

Экскавация грунта происходит при одновременном вращательном движении ковшей вокруг оси ротора и их переносом движением по дуге, описанной из центра вращения поворотной платформы.

Диапазон выпускаемых типоразмеров экскаваторов радиального копания очень большой. Диаметр ротора экскаваторов малой мощности составляет 1,5...2,0 м, а крупных машин — более 15...20 м. Вместимость ковшей колеблется от 25 до 400 л, а потребляемая мощность двигателей крупных экскаваторов доходит до 10 000 кВт. Экскаваторы радиального копания применяют как для верхнего (по отношению к уровню стоянки машины), так и для нижнего копания.

Высота копания экскаваторов малой мощности 4...10 м. Для машин средней мощности рабочие размеры увеличиваются в 1,5...2,0 раза. У крупных экскаваторов высота копания может достигать 50 м.

Глубина копания составляет 40...50 % высоты копания и лимитируется в большинстве случаев работоспособностью приемного транспор-

тера. Максимальный угол наклона транспортера равен $23...25^\circ$, а для специальных конструкций, снабженных прижимной лентой, — 40° .

Движение ковшей во время набора при верхнем копании направлено от экскаватора, а при нижнем копании — к экскаватору. Это вызывает необходимость перестановки ковшей на 180° при переходе от верхнего копания к нижнему.

Экскавация производится последовательными слоями, начиная с верхних. После каждого прохода стрела с рабочим органом опускается на требуемую толщину разрабатываемого слоя. После разработки грунта на всю высоту откоса экскаватор переходит на новую позицию, и цикл повторяется.

Имеются конструкции экскаваторов с телескопической (выдвижной) стрелой. В этом случае машина не перемещается по мере разработки забоя по высоте. Такие конструкции большого распространения не получили из-за ее сложности и неизбежного увеличения массы стрелы.

Долгое время экскаваторы радиального копания применяли главным образом на открытых горных разработках, так как технологические качества этих машин наиболее соответствуют производственным условиям горнодобывающей промышленности. В последние годы создан ряд моделей, предназначенных для гидротехнического, промышленного и транспортного строительства.

В СССР поставлены на серийное производство два типоразмера экскаваторов малой мощности — ЭР-0251 и ЭР-1001 на базе одноковшовых экскаваторов Э-6516 и Э-1602 производительностью до 280 и 500, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Ходовая часть, опорно-поворотное устройство и поворотная платформа этих машин унифицированы с конструкциями одноковшовых экскаваторов. Привод дизель-электрический.

Экскаватор ЭР-0251 с ковшом вместимостью 25 л (рис. 75) представляет самоходную полноповоротную машину непрерывного действия с дизель-электрическим приводом на гусеничном ходу. Он состоит из гусеничной тележки, поворотной платформы с механизмами привода, силовой установки, стрелы ротора с механизмом привода, приемного и отвального конвейеров, разгрузочного бункера и гидрооборудования.

На базе гусеничного ходового оборудования 8 установлена поворотная платформа 11 с пилоном 7, к которому на шарнирах присоединена стрела 2, управляемая гидроцилиндрами 4. С противоположной стороны к пилону прикреплена металлоконструкция отвального конвейера 13, управляемого через систему тяг гидроцилиндром 15. На поворотной платформе установлены также дизель-генераторная станция 12, меха-

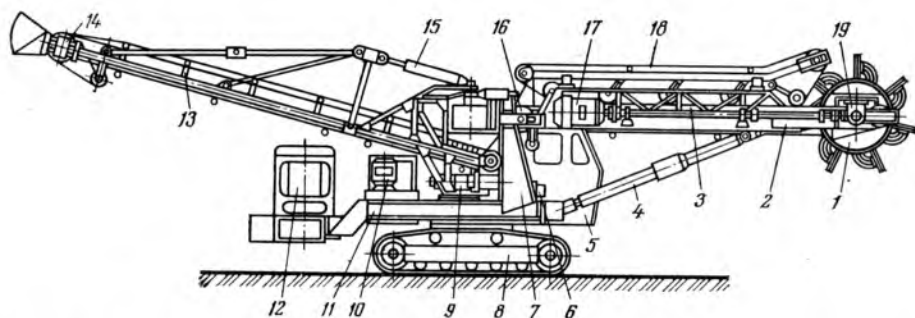


Рис. 75. Роторный стреловой экскаватор ЭР-0251:

1 — ротор; 2 — стрела; 3 — приемный конвейер; 4 — гидроцилиндр подъема стрелы; 5 — кабина машиниста; 6 — масляный насос; 7 — пилон; 8 — гусеничное ходовое оборудование; 9 — привод поворота отвального конвейера; 10 — привод поворота платформы; 11 — поворотная платформа; 12 — дизель-генераторная станция; 13 — отвальный конвейер; 14 — мотор-барабан привода отвального конвейера; 15 — гидроцилиндр подъемного отвального конвейера; 16 — мотор-барабан привода подъемного и прижимного конвейеров; 17 — электродвигатель привода ротора; 18 — прижимной конвейер; 19 — дисковый питатель.

низм привода поворотной платформы 10 и привод поворота отвального конвейера 9, кабина машиниста 5 и система управления.

На стреле 2 установлен ротор 1 с дисковым питателем 19, который подает грунт на приемный конвейер 3. Ротор и питатель через карданный вал, конический и двухступенчатый планетарный редуктор приводятся в движение трехскоростным электродвигателем 17. При разработке грунта ниже уровня стояния (нижнее копание) грунт удерживается на ленте приемного конвейера 3 прижимным конвейером 18. Конвейер 3 приводится от приводного барабана 16 с встроенным электродвигателем и двухступенчатым планетарным редуктором. От этого же барабана с помощью двух цепных передач 18 и 21 (рис. 76, IV, V, VI) приводятся в движение барабан 16 прижимного конвейера и очистная щетка 24.

С приемного конвейера 3 грунт поступает на отвальный конвейер 13, приводимый в движение мотор-барабаном 14, который через разгрузочный бункер выдает грунт в отвал или в транспортное средство.

Отвальный конвейер 13 с помощью механизма 9 может поворачиваться вокруг оси, совпадающей с осью поворотной платформы, что позволяет сохранять положение отвального конвейера при повороте платформы экскаватора. Угол сходимости стрелы ротора и отвального конвейера составляет не менее 90° .

Экскаватор разрабатывает забой на полную высоту при верхнем или нижнем копании за несколько горизонтальных проходов, образуя уступы. Переход с одного уступа на другой по высоте забоя осуществляется изменением угла наклона стрелы ротора гидроцилиндрами 4.

Рабочие механизмы (рис. 76) приводятся индивидуальными электродвигателями, получающими питание от дизель-генераторной станции 12 (рис. 75). Экскаватор можно подключать к внешней электросети переменного тока напряжением 380 В. Управление экскаватором комбинированное — электрическое и гидравлическое.

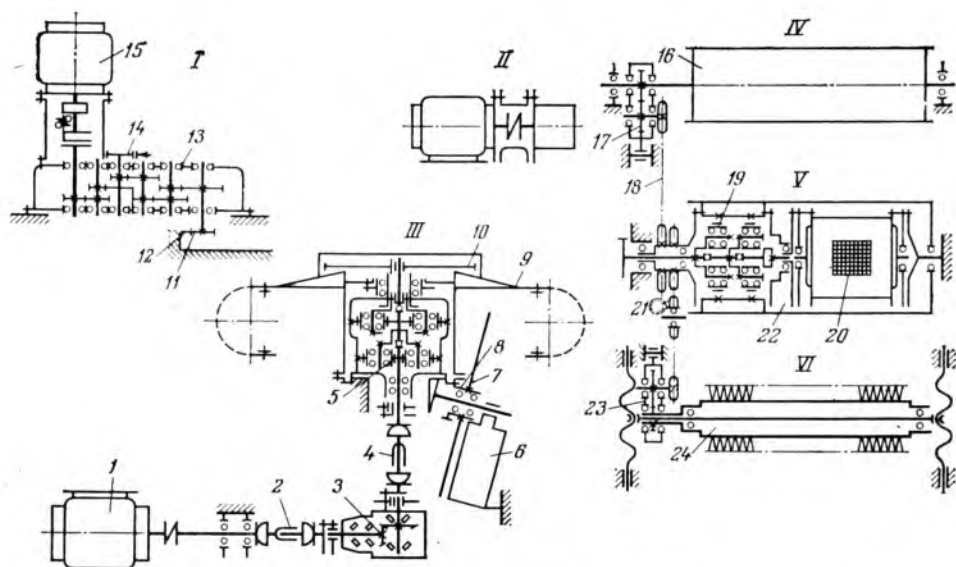


Рис. 76. Кинематическая схема механизмов экскаватора ЭР-0251:

I — поворота платформы; II — привода насоса; III — ротора и питателя; IV — ленты прижимного конвейера; V — ленты приемного конвейера; VI — очистной щетки; электродвигатели: 1, 15 — трехскоростные; 20 — встроенный; 2, 4 — карданные валы; редукторы: 3 — конический; 5, 19 — двухступенчатые планетарные; 13 — пятиступенчатый цилиндрический; 17, 23 — одноступенчатые цилиндрические; 6 — очиститель дискового питателя; 7 — дисковый питатель; шестерни: 8 — коническая привода питателя; 11 — выходная вала редуктора; 12 — зубчатый венец поворотной платформы; 9 — ротор; 10 — шинно-пневматическая муфта; 14 — тормоз; 16 — приводной барабан; 18, 21 — цепные передачи; 22 — мотор-барабан; 24 — очистная щетка.

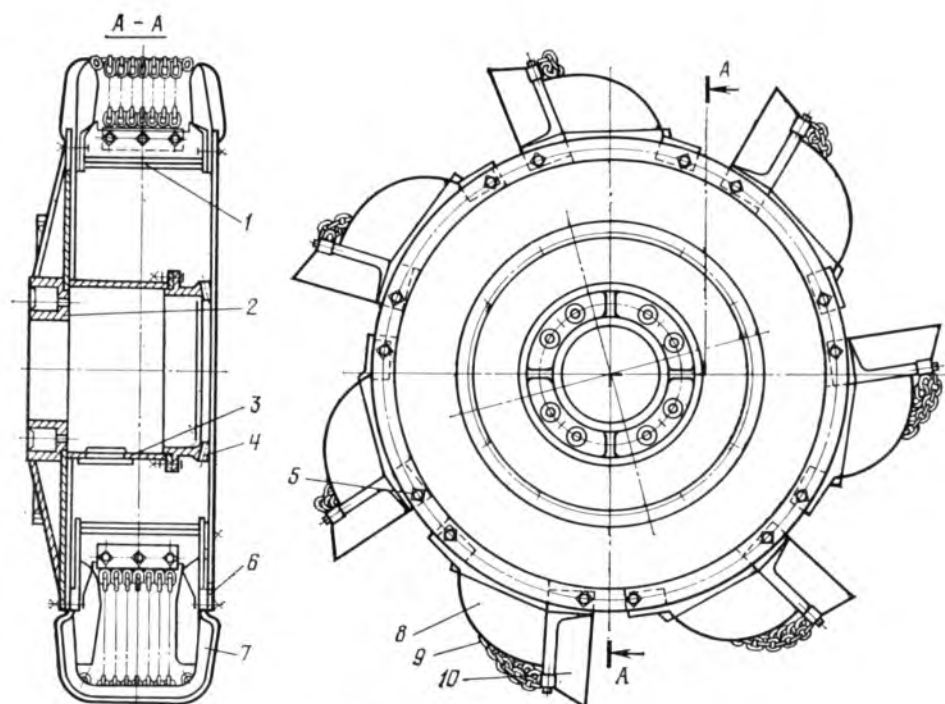


Рис. 77. Ротор экскаватора ЭР-0251:

1 — перемычка; 2 — основание ротора; 3 — обечайка; 4 — коническое зубчатое колесо; 5 — болт; 6 — кольцо; 7 — ковш; 8 — боковая стенка ковша; 9 — цепное днище; 10 — козырек ковша.

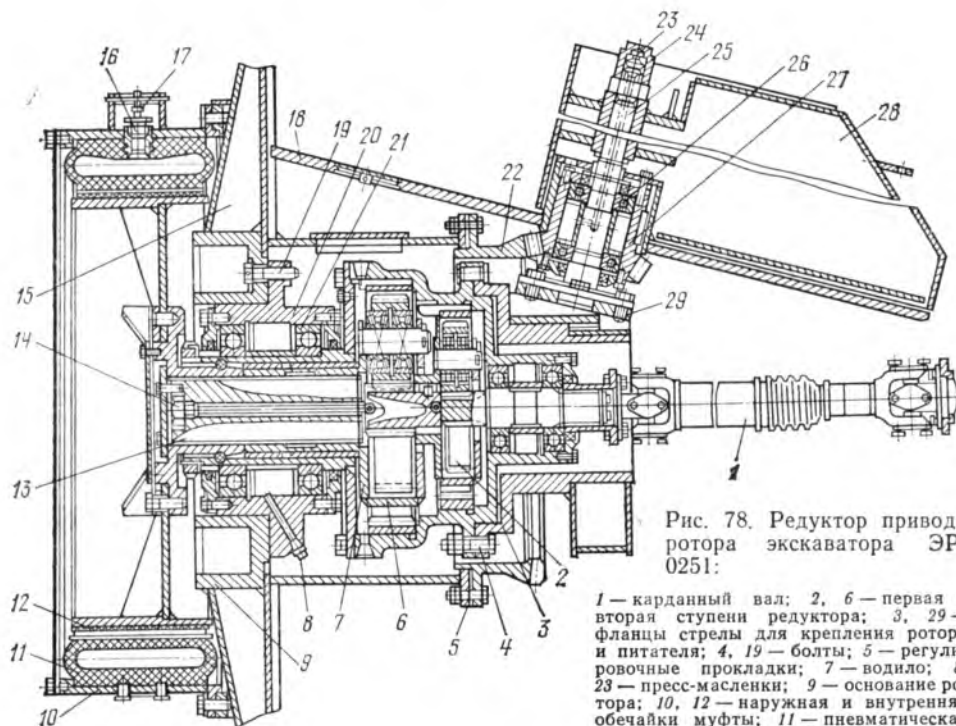


Рис. 78. Редуктор привода ротора экскаватора ЭР-0251:

1 — карданный вал; 2, 6 — первая и вторая ступени редуктора; 3, 29 — фланцы стрелы для крепления ротора и питателя; 4, 19 — болты; 5 — регулировочные прокладки; 7 — водило; 8, 23 — пресс-масленки; 9 — основание ротора; 10, 12 — наружная и внутренняя обечайки муфты; 11 — пневматическая камера; 13 — выходной вал планетарного редуктора; 14 — регулировочный колпачок; 15 — ротор; 16 — ниппель; 17, 24 — защитные ступица ротора; 21, 26 — шариковые подшипники; 22, 27 — конические колеса; 25 — палец питателя; 28 — очиститель питателя.

Ротор экскаватора ЭР-0251 (рис. 77) состоит из обечайки 3, основания 2 и кольца 6. По окружности ротора болтами 5 укреплены семь ковшей 7. Ковш состоит из боковых стенок 8, связанных перемычками 1, режущего козырька 10 и цепного днища 9. К обечайке 3 на болтах крепится коническое зубчатое колесо 4 привода дискового питателя.

При переходе с верхнего копания на нижнее привод ротора реверсируется и требуется разворот ковшей на роторе, для чего снимают два соседних ковша, один из них поворачивают и закрепляют болтами 5, затем снимают, поворачивают и закрепляют остальные ковши. Последним устанавливают ковш, снятый первым.

Ротор к стреле прикрепляется через его редуктор привода (рис. 78). С внешней стороны основание 2 (рис. 77) имеет резьбовые отверстия для присоединения наружной обечайки пневматической камеры 11 и отверстия для присоединения болтами 19 ступицы ротора 20.

Двухступенчатый планетарный редуктор болтами 4 крепится к фланцу 3 стрелы ротора.

От конического редуктора 3 (рис. 76) вращающий момент передается карданным валом 1 (рис. 78) на солнечную шестерню первой ступени 2 планетарного редуктора, водило которой соединено с солнечной шестерней второй ступени 6. Водило 7 второй ступени посредством выходного вала 13 соединяется с внутренней обечайкой 12 муфты. Осевой люфт планетарной системы регулируют винтом 14.

Давление в камере 11 регулируется предохранительным клапаном в пределах $0,58 \pm 0,02$ МПа. Камеру подкачивают через ниппель 16 от компрессора. Ниппель защищен колпачком 17.

Дисковый питатель 18 на двух подшипниках 26 устанавливается на неподвижном пальце 25, укрепленном на фланце 29 стрелы ротора.

Диск 18 приводится коническими колесами 22 и 27, а очищается очистителем питателя 28.

4. Основы теории и расчета экскаваторов непрерывного действия

Режущие элементы рабочих органов экскаваторов непрерывного действия выполняют в виде ковшей (рис. 79, а, б, в), скребков (рис. 79, г, д, е, з, и, к, л) и резцов (рис. 79, ж, м, н, о).

Многоковшовые рабочие органы экскаваторов продольного копания могут осуществлять свободную или принудительную выгрузку через заднюю кромку ковша (цепные, рис. 79, а) или переднюю открытую грань (ротаторные, рис. 79, в). При установке очистителей ковшей для их принудительной очистки от налипшего грунта боковые стенки и днище выполняют по радиусу r с центром на оси турасного вала O_T .

Ковши роторных траншейных экскаваторов при работе на вязких и липких грунтах вместо пруткового днища снабжают цепными днищами, облегчающими разгрузку.

Скребки скребковых рабочих органов могут резать грунт в одну (рис. 79, д), две (рис. 79, е), три (рис. 79, г) и более линий резания. Резцы баровых и дискофрезерных машин обычно устанавливают в 5...10 и более линий резания, добываясь равномерной нагрузки на элементы цепи и дисков при сохранении максимальной выносной способности рабочих органов.

На баровых рабочих органах устанавливают зубья в виде вертикальных резцов (рис. 79, ж), на дискофрезерных — резцы (рис. 79, м, н).

При раздельной схеме резания транспортные скребки (лопатки) выполняют с плоской (рис. 79, з) или изогнутой (рис. 79, и) рабочей гранью. Скребки цепных рабочих органов продольного копания (рис. 79, к, л) выполняют в одном узле, но их элементы работают по раздельной схеме.

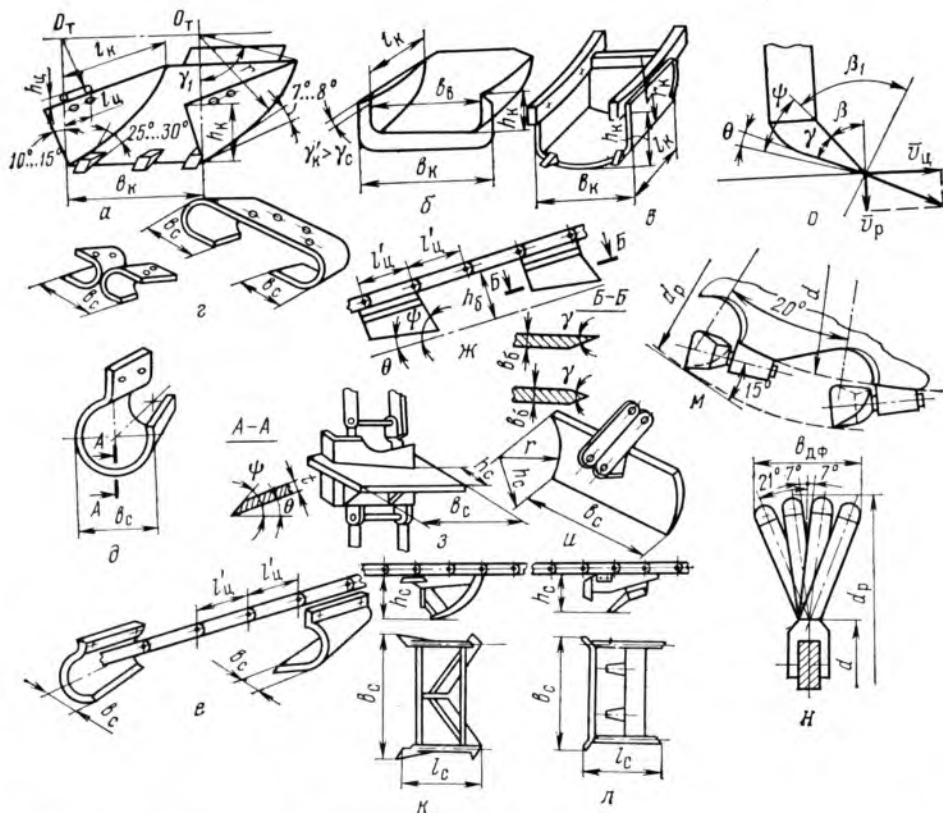


Рис. 79. Типы режущих элементов рабочих органов экскаваторов непрерывного действия:

а — ковш цепного многоковшового рабочего органа продольного копания с зубьями и свободной разгрузкой через заднюю кромку; б — ковш цепного многоковшового рабочего органа поперечного копания с гладкой режущей кромкой; в — ковш роторного многоковшового рабочего органа продольного копания с прутковым или цепным днищем; г, д, е — скребки цепного скребкового рабочего органа продольного копания, работающего по совмещенной схеме; ж, о — зубья баровых цепных рабочих органов; з, и — скребки цепных скребковых рабочих органов поперечного копания; к, л — скребки цепных рабочих органов продольного копания, работающих по разделенной схеме; м, н — зубья дискофрезерных рабочих органов.

Производительность экскаваторов непрерывного действия с ковшовым рабочим органом. Ее определяют по формулам (3), (4) и (5), при этом число разгрузок ковшей в единицу времени $n = v/l$ (где v — скорость ковшей, м/с; l — шаг ковшей, м) принимается: $n = 0,33...0,66 \text{ с}^{-1}$ для многоковшовых цепных экскаваторов, $n = 1...2$ для роторных карьерных экскаваторов, $n = 2,7...2,9 \text{ с}^{-1}$ для роторных траншейных экскаваторов.

Для скребковых траншекопателей, транспортирующих грунт в виде призмы волочения, теоретическую производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяют по формуле:

$$P_0 = 3,600 b_c h_c v_{\text{ц}} \varepsilon, \quad (184)$$

где b_c , h_c — ширина и высота транспортного скребка, м; $v_{\text{ц}}$ — скорость скребковой цепи, м/с; $v_{\text{ц}} = 1,5...2,5 \text{ м/с}$; ε — коэффициент, учитывающий степень заполнения межскребкового пространства грунтом; $\varepsilon = V_1/(b_c h_c l_c)$; V_1 — объем грунта на скребке, м; l_c — шаг между транспортными скребками; при $\alpha_{p.o} < \varphi_r$ $\varepsilon = 1$; при $\varphi_r < \alpha_{p.o} < \lambda + \varphi_r$ $\varepsilon = 1 - l_c \tan(\alpha_{p.o} - \varphi_r) / (2h_c)$; при $\alpha_{p.o} > \lambda + \varphi_r$ $\varepsilon < 0,5$; $\alpha_{p.o}$ — угол наклона скребковой цепи к горизонту; φ_r — угол естественного откоса грунта в движении; $\varphi_r = 30...45^\circ$; λ — угол наклона диагонали, пересекающей межскребковое пространство к поверхности забоя.

Из анализа коэффициента ε видно, что наибольшее значение он приобретает при $\alpha_{p.o} \leq \varphi_r$, но при этом с увеличением глубины траншеи h_t значительно возрастают консольный вылет рабочего органа и габариты

машины. При $\varepsilon=0,5$ нерационально используется выносная способность скребков, то есть теоретическая производительность снижается более чем в 2 раза. Обычно $\alpha_{p.o}$ не превышает $55...60^\circ$ при расчетной глубине копания траншей.

Техническая производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$P_T = 3600 b_T h_T v_p = P_0 \Delta k_p^{-1}, \quad (185)$$

где b_T, h_T — ширина и глубина траншей, м; v_p — рабочая скорость передвижения траншеекопателя, м/с; Δ — коэффициент, учитывающий потери грунта на раструску (пересыпание через скребок и обратное падение в траншею); $\Delta=0,92$ при $v_d=1$ м/с; $\Delta=0,75$ при $v_d=2$ м/с; $\Delta=0,5$ при $v_d=3...4$ м/с, в последнем случае почти 50 % грунта вновь сбрасывается в траншею, подвергаясь излишнему измельчению.

В баровых рабочих органах при $v_T=0,14...0,20$ м число линий резания составляет $3...13$ при веерном, ступенчатом или шахматно-ступенчатом расположении зубков (ножей) относительно оси бара.

Теоретическую производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) баровой цепи по удалению продуктов разрушения из щели определяют по формуле:

$$P_0 = 3600 V v_d t_c^{-1} k_y, \quad (186)$$

где V — объем грунта, поднимаемый из щели кулачком с режущим зубком, м^3 ; v_d в м/с; $v_d=2,0...3,5$ м/с; t_c — шаг цепи, м; k_y — коэффициент, характеризующий влияние на P_0 угла установки бара к горизонту и скорости v_d .

Техническая производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) зависит от глубины промерзания, принятой технологии работ и грунтовых условий:

$$P_T = 3600 h_T b_T v_p k_p k_T k_r, \quad (187)$$

где h_T и b_T в м; v_p в м/с; k_p — коэффициент, учитывающий влияние на производительность глубины промерзания $H_{пр}$; $k_p=0,83/H_{пр}-0,1$; $H_{пр}$ в м; k_T — коэффициент учета технологической схемы подготовки мерзлого грунта к выемке; $k_T=0,30...0,98$, меньшие значения соответствуют более мелким ячейкам в сетке щелей; k_r — коэффициент, учитывающий влияние грунта: для грунтов I...IV категории $k_r=1,0; 0,44; 0,31; 0,13$.

Зубья баровых машин состоят из стержня сечением 25×12 мм (нормальные) и 32×16 мм (усиленные) и головки при общей высоте зуба $95...108$ мм.

У зубьев (рис. 79, о) постоянными углами в процессе работы являются: угол заострения γ и передний угол β . Остальные углы зависят от соотношения v_d и v_p , оптимальное значение которого принимается $v_d/v_p=60...120$:

$$\text{задний угол } \theta = 90^\circ - \beta - \gamma - \arctg(v_p/v_d);$$

$$\text{угол резания } \psi = 90^\circ - \beta - \arctg(v_p/v_d);$$

$$\text{текущий передний угол } \beta_1 = \beta + \arctg(v_p/v_d).$$

Полученные значения углов носят название кинематических, и их следует учитывать при назначении геометрии режущего инструмента.

Теоретическая производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) дискофрезерного рабочего органа (рис. 79, м, н):

$$P_0 = 3600 V n_d = 2826 (d_p^2 - d^2) b_{дф} n_d, \quad (188)$$

где V — объем кольца, заключенного между окружностью кромок зубьев и внутренним диаметром, м^3 ; n_d — частота вращения диска, с^{-1} ; d_p, d — наружный и внутренний диаметры кольца, м; $d=(0,75...0,80) \cdot d_p$; $b_{дф}$ — расчетная ширина дискофрезерного рабочего органа, принимаемая равной ширине щели.

Техническая производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) с учетом грунтовых условий:

$$P_T = P_0 k_r, \quad (189)$$

где k_r — коэффициент, учитывающий грунтовые условия работы дискофрезерного рабочего органа; для грунтов I...IV категории $k_r=0,782; 0,633; 0,448$ и $0,323$.

Техническая производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) цепного скребкового рабочего органа поперечного копания (рис. 80, з):

$$P_T = 3600 b_c h_c v_{\text{ц}} k_{\text{н}} k_p^{-1}, \quad (190)$$

где b_c и h_c в м; $v_{\text{ц}}$ в м/с; $k_{\text{н}} = 0,2 \dots 0,6$ (большие значения при пологих откосах, $\text{ctg } \alpha_{\text{к}} > 1,5 \dots 2,0$).

В цепных траншейных экскаваторах ковши (скребки) одновременно участвуют в двух движениях: в относительном со скоростью $v_{\text{ц}}$ и переносом со скоростью v_p .

Абсолютная скорость движения ковша (скребка)

$$v = \sqrt{v_{\text{ц}}^2 + v_p^2 + 2v_{\text{ц}} v_p \cos \alpha_{\text{р.о}}}, \quad (191)$$

и этот вектор наклонен к горизонту под углом β (рис. 80, а, в):

$$\text{tg } \beta = v_{\text{ц}} \sin \alpha_{\text{р.о}} (v_{\text{ц}} \cos \alpha_{\text{р.о}} + v_p)^{-1}. \quad (192)$$

Толщину стружки c , нормальную к вектору абсолютной скорости, срезаемую одним ковшом (скребком), и подачу c^1 на один ковш (скребок) в направлении поступательного движения машины определяют по формулам:

$$c = \frac{v_p}{v_{\text{ц}}} l'_{\text{к(с)}} \sin \beta; \quad c^1 = \frac{v_p}{v_{\text{ц}}} l'_{\text{к(с)}} = c \sin^{-1} \beta, \quad (193)$$

где $l'_{\text{к(с)}}$ — шаг ковша или скребка.

Объем грунта, срезанный одним ковшом (скребком),

$$V_1 = c^1 h_{\text{т}} b_1 = \frac{v_p}{v_{\text{ц}}} l'_{\text{к(с)}} h_{\text{т}} b_1, \quad (194)$$

где b_1 — ширина стружки, снимаемая одним ковшом (скребком); для ковшей $b_1 = b_{\text{т}}$; для скребков $b_1 = b_{\text{с}}$; $h_{\text{т}}$ — глубина траншеи.

Этот объем должен разместиться в ковше объемом:

$$V_{\text{к}} \geq V_1 k_{\text{п}} k_{\text{н}}^{-1} \quad (195)$$

или перед скребком в виде призмы волочения:

$$h_{\text{с}} b_{\text{с}} h_1 = k_{\text{зап}} V_1 k_{\text{п}}, \quad (196)$$

где $k_{\text{н}}$ и $k_{\text{п}}$ — приведены в таблице 1; $k_{\text{н}}$ уменьшается для налипающих грунтов на 10...25 % для жестко направленной цепи и на 5...15 % для свободно провисающей цепи; при $\alpha_{\text{р.о}} = 40^\circ$ $k_{\text{н}}$ увеличивается в 1,5...2,0 раза; $k_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса для предупреждения рассыпания грунта; $k_{\text{зап}} = 1,1 \dots 1,5$; h_1 — средняя высота заполнения грунтом межскребкового пространства при выходе скребка из забоя; $h_1 = (0,3 \dots 0,5) l'_{\text{с}}$.

У цепных рабочих органов поперечного копания (рис. 80, з) ковши (скребки) также одновременно участвуют в двух движениях: в относительном со скоростью $v_{\text{ц}}$ и переносом со скоростью v_p . Вектор абсолютной скорости расположен на откосе под углом $\gamma_{\text{с}}$ к направлению движения цепи:

$$v = \sqrt{v_{\text{ц}}^2 + v_p^2} \text{ и } \text{tg } \gamma_{\text{с}} = v_p v_{\text{ц}}^{-1}. \quad (197)$$

Обычно $v_{\text{ц}} v_p^{-1} = 10 \dots 15$, то есть $\gamma_{\text{с}} < 4 \dots 6^\circ$, и под этим углом наклонены траектории движения ковшей (скребков) на откосе.

Ширина стружки, снимаемая одним ковшом (скребком), в направлении скорости v_p (подача на один ковш или скребок):

$$b = l'_{\text{к(с)}} \text{tg } \gamma_{\text{с}}. \quad (198)$$

Если $\alpha < \alpha_{\text{к}}(\text{с})$, то траектории движения ковшей (скребков) будут перекрывать друг друга; если $\alpha > \alpha_{\text{к}}(\text{с})$, то между стружками на откосе остаются несрезанные полосы, что является недопустимым (здесь $\alpha_{\text{к}}(\text{с})$ — ширина режущей кромки ковша или скребка).

нии диапазона v_p учитывались грунтовые условия, то ряд является частичным приближением показателей экскаватора к характеру забоя.

При переходе с одного рабочего диапазона на другой неизбежны потери производительности, которые возрастают при большем перепаде в скоростях. По этой причине в экскаваторах непрерывного действия применяют многоскоростные (4...12 и более) коробки передач или бесступенчатые гидромеханические ходоуменьшители.

Производительность как цепных, так и роторных экскаваторов зависит от числа ссылок в единицу времени, то есть от скорости v_d или v_p и шага ковшей (скребков, ножей).

В цепных рабочих органах увеличение v_d ограничено абразивным износом и быстрым ростом динамических нагрузок, а уменьшение шага — условиями разгрузки (грунт с разгружающегося ковша не должен попадать на идущий за ним вслед ковш).

Из этого условия для ковшей со свободной разгрузкой через заднюю кромку на отвальное устройство назначается минимальный шаг:

$$l'_{\text{кmin}} \geq v_d \sqrt{g/(2l_k)},$$

где v_d в м/с; $g=9,81$ м/с²; l_k — длина ковша, м (рис. 79, а).

Для ковшей со свободной разгрузкой внутрь рабочего органа максимальная скорость движения цепи (м/с) определяется условиями прохождения ковша зоны разгрузки:

$$v_{\text{цmax}} = lk \sqrt{g/(2h)},$$

где l — длина зоны разгрузки; h — высота падения грунта на отвальное устройство; k — коэффициент, учитывающий силы сцепления грунта со стенками ковша; $k=0,7$ — сыпучий материал, не прилипающий к стенкам ковша; $k=0,4$ при работе на влажных суглинках; $k=0,1...0$ при работе на влажных глинах повышенной липкости (то есть для условий свободного падения материала из ковша скорость цепи должна быть уменьшена до 0, поэтому такие устройства применяют лишь в нелипких грунтах).

Для ковшей (скребков) с принудительной выгрузкой через переднюю открытую стенку скорость движения цепи не влияет на условия выгрузки. Однако получаемые при этом траектории полета грунта будут различными, поэтому в зависимости от положения бункера или приемного транспортера назначают соответствующую скорость цепи.

Рабочая скорость цепи многоковшовых экскаваторов поперечного копания обычно составляет 0,8...1,4 м/с.

Частота вращения ротора ограничивается условиями гравитационной разгрузки через переднюю грань ковша и траекторией движения грунта в зоне разгрузки: $n_p = (0,5...0,6)n_{\text{кр}}$, где $n_{\text{кр}}$ — критическая частота вращения. У современных экскаваторов ЭТР скорость резания $v_{\text{окр}} = 1,6...2,7$ м/с, что обеспечивает гравитационную разгрузку и попадание грунта на транспортер. Дальше увеличивать $v_{\text{окр}}$ можно при переходе на инерционную разгрузку, характерную для дискофрезерных рабочих органов, в которых $v_{\text{окр}} = 4...5$ м/с и более.

Кроме максимальных скоростей, рабочие органы, как правило, имеют одну или несколько уменьшенных скоростей для работы в тяжелых с каменистыми включениями грунтах, а также в липких и мерзлых грунтах.

Геометрические размеры рабочих органов определяются конструктивно в зависимости от b_t , h_t , n_k , $\alpha_{p.o}$, α_k с учетом размещения отвальных устройств и требуемой прочности и жесткости рабочего оборудования.

Геометрические размеры ковшей цепных траншейных экскаваторов:

$$b_k = b_t - (0,06 \dots 0,10) \text{ м}; \quad h_k/r_1 = 1,1 \dots 1,2 \text{ (при } \alpha_{p.o} = 45 \dots 50^\circ);$$

$$l_k = \sqrt{r^2 - (r_1 + 0,5h_{\text{ц}})^2} \text{ или } l_k = (2,5 \dots 2,6) l'_k;$$

$$r = (1,8 \dots 1,9) h_k,$$

где b_k — ширина ковша, м; b_t — ширина траншеи, м; h_k — высота ковша, м; l_k — длина ковша, м; r_1 — радиус окружности, вписанной в многоугольник приводной звездочки, м; r — радиус кривизны днища ковша по отношению к центру турасного вала O_t , м; h_{π} — высота звена цепи, м; $h_{\pi} = (0,2 \dots 0,4) l'_{\pi}$; l'_{π} — шаг цепи, м.

Геометрическая вместимость (m^3) ковша цепного траншеекопателя:

$$V_K = b_K \left[\frac{\pi r^2 v}{360^\circ} + \frac{l'_{\pi} h_K}{4} - \frac{l_K (2r_1 + h_{\pi})}{4} \right],$$

$$\text{где } v = \arccos \frac{r_1 + h_{\pi} 0,5}{r_1 + h_{\pi} 0,5 + h_K}.$$

Связь между вместимостью ковша (m^3) и шагом цепи (м) выражается уравнением регрессии:

$$l'_{\pi} = (0,42 \dots 0,44) \sqrt[3]{V_K}.$$

Размеры ковша роторного траншеекопателя при $d_p = (1,75 \dots 1,85) h_t$ (рис. 80, б):

$b_K = 0,9 b_t$; $h_K = (0,5 \dots 0,6) b_t$; $l_K = (0,4 \dots 0,6) l'_K$; $r_K = (1,8 \dots 2,0) h_K$, где l'_K — шаг ковша, м; r_K — радиус окружности ковша, м.

Геометрическая вместимость ковша роторного траншеекопателя, m^3 :

$$V_K \cong (0,8 \dots 0,9) h_K l_K b_K.$$

Размеры ковша для цепного рабочего органа поперечного копания:

$l_K = (2,5 \dots 2,6) l'_{\pi}$; $b_K = (2,0 \dots 2,2) l'_{\pi}$, но $b_K > b$ [формула (198)];

$h_K = (1,4 \dots 1,5) l'_{\pi}$; $l'_{\pi} = (0,56 \dots 0,74) \sqrt[3]{V_K}$; $V_K = (0,35 \dots 0,67) l_K b_K h_K$.

Параметры баровых и скребковых рабочих органов весьма разнообразны и зависят от назначения и категории грунтов.

Баланс мощности экскаваторов непрерывного действия. Его определяют для того, чтобы установить режим работы на рабочих скоростях и назначить максимальную транспортную скорость.

Для цепных траншеекопателей:

$$N_{\text{двиг}} = N_{\text{цепи}} + N_{\text{пер}} + N_{\text{тр}} + N_{\text{нас}}, \quad (203)$$

где $N_{\text{цепи}}$, $N_{\text{пер}}$, $N_{\text{тр}}$, $N_{\text{нас}}$ — мощности, расходуемые соответственно на привод цепного рабочего органа, передвижение экскаватора с рабочей скоростью, привод отвальных транспортных устройств и системы управления экскаватором (гидронасосы, механические лебедки).

Мощность, расходуемая на привод цепного рабочего органа,

$$N_{\text{цепи}} = (N_{\text{коп}} + N_{\text{под}}) / \eta_{\text{прив}}, \quad (204)$$

где $N_{\text{коп}}$, $N_{\text{под}}$ — мощности, расходуемые соответственно на копание грунта и его подъем из забоя до высоты выгрузки; $\eta_{\text{прив}}$ — механический КПД привода от двигателя до турасного вала включительно.

Мощность (кВт), расходуемая на копание,

$$N_{\text{коп}} = k_{\text{коп}} P_t / (3600 \cdot 10^3 \eta_{\pi}), \quad (205)$$

где $k_{\text{коп}}$ — удельное сопротивление копанию, H/m^2 ; $k_{\text{коп}} = 100\,000\, H/m^2$ для грунтов I категории; $k_{\text{коп}} = 200\,000\, H/m^2$ — II категории; $k_{\text{коп}} = 300\,000\, H/m^2$ — III категории; $k_{\text{коп}} = 400\,000\, H/m^2$ — IV категории; $k_{\text{коп}} = 2 \cdot (10^6 \dots 10^7)\, H/m^2$ для мерзлых грунтов всех категорий; P_t — техническая производительность, $m^3/ч$; $P_t = b_t H_t v_r$, $m^3/ч$; b_t и h_t в м; v_r в м/ч; η_{π} — КПД рабочей цепи; $\eta_{\pi} = 0,60 \dots 0,65$ для свободно провисающей ковшовой цепи; $\eta_{\pi} = 0,40 \dots 0,45$ для скребковой цепи.

Эту же мощность можно определить (кВт):

$$N_{\text{коп}} = \Sigma R_K v_{\pi} / (10^3 \eta_{\pi}), \quad (206)$$

где ΣR_K — суммарная касательная составляющая реакции грунта на рабочий орган, Н; $\Sigma R_K = R_{K1} + R_{K2} + R_{K3} + \dots + R_{Kn}$; R_{Kn} — касательные реакции, действующие на каждый ковш, определяемые по формулам взаимодействия рабочих органов машин с грунтом (см. гл. VI, § 2 и § 3); v_{π} в м/с.

Мощность (кВт), затрачиваемая на подъем грунта ковшовым рабочим органом,

$$N_{\text{под}} = \gamma P_T (H'_0 + 0,5h_t) / (3600 \cdot 10^3 \eta_{\text{ц}}), \quad (207)$$

где γ — объемный вес грунта ненарушенной структуры, Н/м³; P_T в м³/ч; H'_0 — высота подъема грунта, м (рис. 80, а); h_t в м.

Мощность (кВт), затрачиваемая на подъем грунта скребковым рабочим органом,

$$N_{\text{под}} = \gamma P_T (H'_0 + 0,5h_t) (1 + f_r \operatorname{ctg} \beta) / (3600 \cdot 10^3 \eta_{\text{ц}}), \quad (208)$$

где f_r — коэффициент трения грунта о грунт; β — угол наклона траектории движения скребка к горизонту [формула (192)]; остальные параметры по формуле (207).

Мощность (кВт), расходуемая на передвижение экскаватора с рабочей скоростью,

$$N_{\text{пер}} = F v_p / (10^3 \eta_{\text{пер}}), \quad (209)$$

где F — суммарное сопротивление передвижению экскаватора с учетом реакций со стороны грунта на рабочий орган и уклона поверхности движения, Н; v_p в м/с; $\eta_{\text{пер}}$ — КПД передач, включая потери на трение в движителе;

$$F = F_1 + F_2; \quad (210)$$

F_1 — сопротивление передвижению экскаватора, В; $F_1 = (mg + \Sigma R_{\text{в}} + R_{\text{нож.в}}) (f_0 \pm i)$, Н; m — масса экскаватора, кг; $g = 9,81$ м/с²; $\Sigma R_{\text{в}}$ — вертикальная реакция со стороны грунта на рабочий орган; $R_{\text{нож.в}}$ — вертикальная реакция со стороны грунта на зачистный нож; когда нож отсутствует, $R_{\text{нож.в}} = 0$; f_0 — сопротивление передвижению; i — уклон поверхности движения; F_2 — суммарная реакция со стороны внешней среды на рабочее оборудование в направлении вектора v_p , Н; $F_2 = \Sigma R_{\text{г}} + R_{\text{нож.г}}$; $\Sigma R_{\text{г}}$ — горизонтальная реакция со стороны грунта на рабочий орган; $R_{\text{нож.г}}$ — горизонтальная реакция со стороны грунта на зачистный нож. Силы F_1 и F_2 определены из условия выполнения экскаватора по навесной системе; когда в конструкции имеются дополнительные опорные устройства (опорные колеса, лыжи и др.), то в формуле (210) необходимо учитывать дополнительные сопротивления от работы этих устройств.

Реакции $R_{\text{нож.г}}$ и $R_{\text{нож.в}}$ определяют по формулам:

$$R_{\text{нож.г}} = k_{\text{коп}} b_t c_1, \text{ Н и } R_{\text{нож.в}} = \psi R_{\text{нож.г}}, \quad (211)$$

где $k_{\text{коп}}$ — удельное сопротивление грунта копанию зачистным ножом, Н/м²; b_t — ширина траншеи, м; c_1 — толщина неровностей на дне траншеи, образуемых вследствие особенностей кинематики движения рабочих органов; $c_1 = 0,02 \dots 0,04$ м; ψ — коэффициент; $\psi = 0,2 \dots 0,4$. В случае если зачистный нож на дне траншеи одновременно прорезает лунку под укладку подземных коммуникаций, то реакцию $R_{\text{нож.г}}$ определяют с учетом площади разрабатываемого сечения.

Вертикальные и горизонтальные реакции со стороны грунта на рабочий орган:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma R_{\text{в}} &= \Sigma R_{\text{к}} \sin \beta - \Sigma R_{\text{н}} \cos \beta = \Sigma R_{\text{к}} (\sin \beta - \psi \cos \beta); \\ \Sigma R_{\text{г}} &= \Sigma R_{\text{к}} \cos \beta + \Sigma R_{\text{н}} \sin \beta = \Sigma R_{\text{к}} (\cos \beta + \psi \sin \beta), \end{aligned} \right\} \quad (212)$$

где $\Sigma R_{\text{к}}$ — суммарная касательная реакция со стороны грунта на рабочий орган; β — см. формулу (192); ψ — коэффициент; $\psi = 0,15 \dots 0,45$ для ковшей цепных экскаваторов; $\psi = 0,8 \dots 1,0$ для скребковых и дискофрезерных рабочих органов; $\psi = 0,4 \dots 1,0$ для ковшей роторных экскаваторов.

Суммарная касательная реакция со стороны грунта на рабочий орган (H):

для ковшового рабочего органа

$$\Sigma R_{\text{к}} = 10^3 N_{\text{коп}} / v_{\text{ц}}; \quad (213)$$

для скребкового рабочего органа

$$\Sigma R_{\text{к}} = \frac{10^3 N_{\text{коп}}}{v_{\text{ц}}} + \frac{\gamma P_T (H'_0 + 0,5h_t) f_r \cos \beta}{3600 v_{\text{ц}}}, \quad (214)$$

где $N_{\text{коп}}$ в кВт; $v_{\text{ц}}$ в м/с.

Мощность (кВт) на привод отвальных транспортеров определяют по упрощенной формуле:

$$N_{\text{тр}} = P_T k_1 \quad (215)$$

или по формуле ВНИИЗеммаш:

$$N_{\text{тр}} = \frac{k_2}{3600 \cdot 10^3 \eta_{\text{тр}}} [\gamma P_{\text{т}} H + \gamma P_{\text{т}} L \omega + k_3 L v_{\text{л}}], \quad (216)$$

где $P_{\text{т}}$ в $\text{м}^3/\text{ч}$; γ в $\text{Н}/\text{м}^3$; k_1 — удельная мощность, расходуемая на единицу объема транспортируемого грунта, $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$; $k_1 = 0,03 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ для ленточных отвальных транспортеров при длине транспортера $L = 3 \dots 5 \text{ м}$; $k_1 = 0,012 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ для двухсторонних шнековых отвалообразователей при $L = 0,3 \dots 0,5 \text{ м}$; k_2 — коэффициент, учитывающий влияние относительной длины транспортера на общую массу движущихся частей:

$L, \text{ м}$	3	4	5	6	8	10	12,5	16
k_2	4,1	3,4	3,0	2,7	2,3	2,0	1,8	1,6

H — разность уровней концевых барабанов транспортера, м; $H = 1,0 \dots 1,5 \text{ м}$ для поперечного и $H = 0,5 \dots 1,0 \text{ м}$ для продольного транспортеров; L — длина транспортера, м; $L = 2 \dots 4 \text{ м}$ для поперечного и $L = 5 \dots 10 \text{ м}$ для продольного транспортеров; ω — коэффициент сопротивления движению ленты; $\omega = 0,04$ и $\omega = 0,06$ — роlikоопоры на подшипниках соответственно качения и скольжения; $v_{\text{л}}$ — скорость ленты транспортера, м/с; $v_{\text{л}} = 3 \dots 5 \text{ м/с}$ — назначается исходя из пропускной способности; $\eta_{\text{тр}}$ — механический КПД привода транспортера; $\eta_{\text{тр}} = 0,80 \dots 0,85$; k_3 — коэффициент, учитывающий погонную массу движущихся частей:

ширина ленты B , м	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2
k_3 :					
плоская лента	$43 \cdot 10^3$	$61 \cdot 10^3$	$79 \cdot 10^3$	$104 \cdot 10^3$	$130 \cdot 10^3$
желобчатая »	$54 \cdot 10^3$	$74 \cdot 10^3$	$97 \cdot 10^3$	$130 \cdot 10^3$	$162 \cdot 10^3$

Ширина ленты отвального транспортера определяется по его пропускной способности:

для плоской ленты

$$B \cong \sqrt{P_{\text{т}} k_p / (3600 \cdot 0,0416 v_{\text{л}} c_1)}; \quad (217)$$

для желобчатой ленты

$$B \cong \sqrt{P_{\text{т}} k_p / (3600 \cdot 0,0833 v_{\text{л}} c_1)}; \quad (218)$$

где $P_{\text{т}}$ в $\text{м}^3/\text{ч}$; $v_{\text{л}}$ в м/с; c_1 — коэффициент, учитывающий влияние угла подъема транспортера:

угол подъема, град	3	4	8	12	16	20	22	26
c_1	1	0,99	0,97	0,93	0,89	0,81	0,76	0,66

Мощность (кВт) на привод системы управления

$$N_{\text{нас}} = F_{\text{г}} v_{\text{шт}} / (10^3 \eta_{\text{сум}}), \quad (219)$$

где $F_{\text{г}}$ — усилие в штоке подъемного гидроцилиндра, Н; определяется для трех расчетных положений рассмотрением условий равновесия рабочего органа относительно оси крепления к основной раме (I — копанье грунта на расчетной глубине, II — подъем рабочего оборудования, III — рабочий орган в горизонтальном положении); $v_{\text{шт}}$ — скорость штока рабочего силового цилиндра, м/с; $v_{\text{шт}} = 0,05 \dots 0,10 \text{ м/с}$; $\eta_{\text{сум}}$ — суммарный КПД привода.

По формуле (203) назначают двигатель с учетом 20...40% запаса.

Мощность цепных экскаваторов поперечного копания рассчитывают аналогично цепным траншейным экскаваторам, но дополнительно учитывают сопротивления трению в направляющих рабочей цепи и при наличии приемного бункера сопротивления продвижению рабочего органа через бункер.

Сопротивления трению в направляющих ковшовой цепи возникают от действия силы тяжести ковша с грунтом и косога резания грунта ковшом.

В вертикальной плоскости ковш поворачивается по часовой стрелке под действием силы $R_{\text{к}} \cos \gamma_{\text{с}}$; так как сила $R_{\text{н}}$ препятствует этому повороту, то при определении сил B_1 и B_2 ее не учитываем:

$$B_1 + B_2 = 2R_{\text{к}} \cos \gamma_{\text{с}} \frac{h}{l_{\text{ц}}}.$$

В плоскости откоса ковш также стремится развернуться от внецентренно приложенной силы $R_K \sin \gamma_c$:

$$A_1 + A_2 = 2R_K \sin \gamma_c \frac{l_1}{l_c} + R_K \sin \gamma_c.$$

Дополнительное сопротивление от трения цепи ковшей в направляющих:

$$F_{\text{доп}} = \mu (B_1 + B_2 + A_1 + A_2) = \mu R_K \left(2 \cos \gamma_c \frac{h}{l_c} + 2 \sin \gamma_c \frac{l_1}{l_c} + \sin \gamma_c \right),$$

где μ — коэффициент трения скольжения цепи о направляющие; $\mu = 0,20 \dots 0,25$.

Так как в забое одновременно находится z_K ковшей, то мощность (кВт), расходуемая на привод цепи, будет:

$$N_{\text{цепи}} = k_0 \frac{N_{\text{коп}} + N_{\text{под}}}{\eta_{\text{прив}}} + \frac{H_K F_{\text{доп}} v_{\text{ц}}}{10^3 \sin \alpha_K t'_K \eta_{\text{прив}}}, \quad (220)$$

где k_0 — поправочный коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление в приемном желобе; $k_0 = 1,1 \dots 1,2$; H_K в м; $v_{\text{ц}}$ в м/с; $F_{\text{доп}}$ в Н; t'_K — шаг ковшей, м.

Одновременно изменится сопротивление F (Н) в формуле (209):

$$F = F_1 + F_2 + F_3, \quad (221)$$

где F_1 — сопротивление перекачиванию ходовых колес по рельсам (или гусеничного хода по грунту) с учетом уклона поверхности движения:

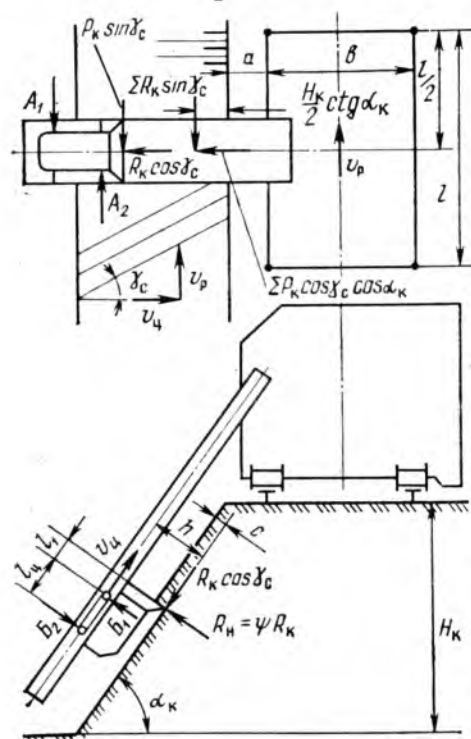
$$F_1 = (mg + \Sigma R_K \cos \gamma_c \sin \alpha_K) (f_0 \pm i); \quad (222)$$

F_2 — составляющая сопротивления копанью, параллельная движению экскаватора:

$$F_2 = \Sigma R_K \sin \gamma_c; \quad (223)$$

F_3 — сопротивление трению в ребрах колес, возникающее вследствие консольного приложения нагрузки и действия составляющей сопротивления копанью параллельно направлению движения ковшовой цепи:

$$F_3 = \left[\Sigma R_K \cos \gamma_c \cos \alpha_K + 2 \frac{|\Sigma R_K \sin \gamma_c (0,5 H_K \operatorname{ctg} \alpha_K + a)|}{b} \right] \mu_2. \quad (224)$$



$N_{цепи}$ нужно подставить $N_{рот}$ — мощность (кВт), расходуемую на привод ротора:

$$N_{рот} = (N_{коп} + N_{под} + N_{ин})/\eta_{прив}, \quad (225)$$

где $N_{ин}$ — дополнительная мощность (кВт), затрачиваемая на сообщение частицам грунта кинетической энергии:

$$N_{ин} = \gamma P_T v_p^2 / (3600 \cdot 10^3 2g \eta_p), \quad (226)$$

γ в Н/м³; P_T в м³/ч; v_p в м/с; $g=9,81$ м/с²; η_p — КПД ротора; $\eta_p=0,7...0,8$ для роторного и $\eta_p=0,65...0,70$ для дискофрезерного рабочего органа; $N_{коп}$ и $N_{под}$ определяют по формулам (205) и (207), подставляя вместо η_c в знаменатель η_p .

Мощность $N_{коп}$ можно определить также с учетом нагрузок, действующих на каждый ковш, по формуле (206), но

$$\Sigma R_k = k_{коп} b_T c' [\sin \alpha_{коп} + \sin (\alpha_{коп} - \Delta \alpha) + \sin (\alpha_{коп} - 2\Delta \alpha) + \dots + \sin (\alpha_{коп} - z'_k \Delta \alpha)],$$

где b_T — ширина траншей, м; c' — см. формулу (200), м; $k_{коп}$ в Н/м²; $\alpha_{коп}$ — угол контакта ротора с грунтом; $\Delta \alpha$ — угловой шаг ковшей; z_k — число ковшей, одновременно находящихся в забое; $\Delta \alpha = 360^\circ / z_k$; z_k — число ковшей на роторе.

Глава XI. ЗЕМЛЕРОЙНО-ФРЕЗЕРНЫЕ МАШИНЫ

Землеройно-фрезерные машины — самоходные машины непрерывного действия. Они предназначены для послойной разработки непрерывно увлажненных грунтов I—IV категорий без крупных каменистых включений с перегрузкой в отвал или транспортные средства при строительстве магистральных оросительных каналов, возведении плотин и дамб, подготовке ложа водохранилищ, рытье котлованов и для других земляных работ больших объемов.

Поперечное сечение выемки разрабатывается за несколько проходов. Ширина захвата 3 м, высота разрабатываемого забоя до 2 м.

Землеройно-фрезерная машина (ЗФМ) имеет рабочий орган 1 фрезерного типа (рис. 82), выполненный в виде консольно расположенного впереди машины вала с укрепленными крестообразными изогнутыми лопастями с режущими сменными ножами и двух шнековых лопастей. Ножи фрезы расставлены по длине вала таким образом, что после разработки грунта остаются неустойчивые столбики, которые разрушаются под действием собственного веса, не подвергаясь непосредственному воздействию режущих элементов. Использование эффекта обрушения значительно уменьшает энергоемкость разработки грунта. Разработанный фрезами и обрушенный грунт двумя шнеками перемещается к средней части на подгребающий лоток 8, а с него на приемный ленточный конвейер 2, который размещен вдоль продольной оси внутри машины.

С приемного ленточного конвейера грунт поступает в перегрузочную воронку и далее на отвальный ленточный транспортер 5. Транспортер 5 приводится через нижний загрузочный концевой барабан индивидуальным электродвигателем. Наклон транспортера регулируется полиспастом 4, поворот в горизонтальной плоскости — гидроцилиндрами 6.

В зависимости от условий работы отвальный транспортер может быть заменен грунтометателем или другими грунтоотбрасывающими механизмами.

Глубина разработки грунта регулируется гидроцилиндрами 3. В нижней части подгребающего лотка укреплен зачистной отвал, управляемый гидроцилиндром. Им профилируют трассу для гусеничного ходового оборудования 7, на котором смонтирована машина. Все механизмы ЗФМ приводятся в действие от дизель-электрической установки.

Непрерывность процесса разработки грунта, разделение функций копания и транспортирования между отдельными рабочими органами,

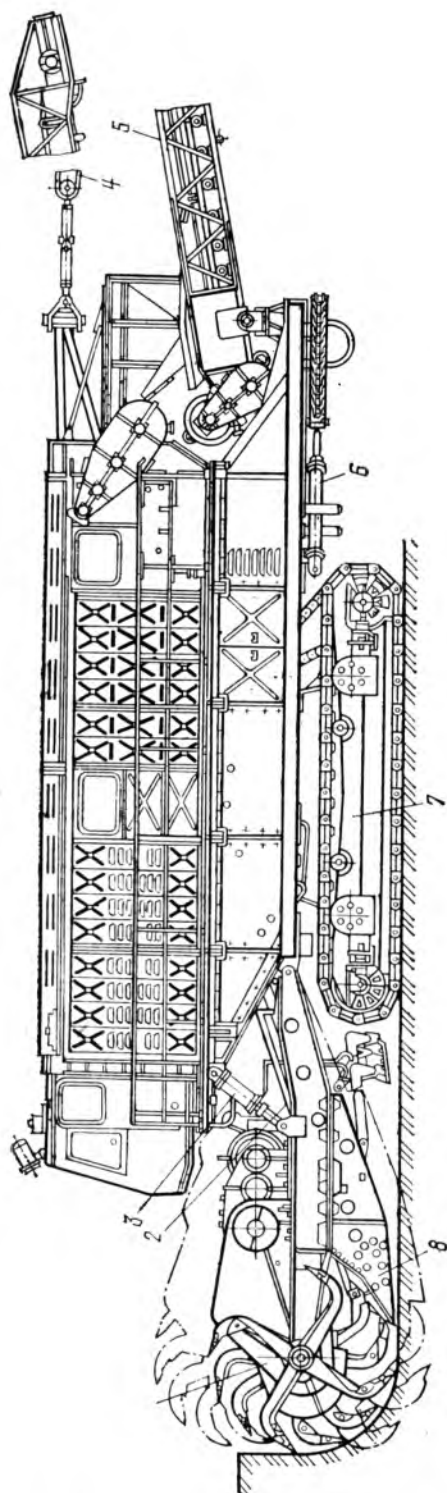


Рис. 82. Землеройно-фрезерная машина:

1 — рабочий орган; 2 — приемный ленточный конвейер; 3 — гидроцилиндр подъема рабочего органа; 4 — полиспаст управления транспортером; 5 — отвальный транспортер; 6 — гидроцилиндр поворота транспортера; 7 — ходовое оборудование; 8 — подгребающий лоток.

а также эффект обрушения грунта позволяют резко повысить производительность при одновременном снижении удельной материалоемкости и энергоемкости машины. Производительность машин ЗФМ-3000 и ЗФМ-2 составляет 1000...3000 м³/ч при удельной энергоемкости 0,15...0,37 кВт·ч/м³ и удельной материалоемкости 0,02...0,10 т·ч/м³.

Диаметр фрезы назначают в зависимости от высоты H разрабатываемого за один проход забоя: $D = 0,8H$; окружная скорость фрезы, равная 1,5...2,0 м/с, должна обеспечивать транспорт грунта в поперечном и продольном направлениях при максимальной толщине разрабатываемой стружки. Ширина захвата должна быть больше ширины гусеничного хода. Расстояние между соседними ножами фрезы выбирают из условия наименьшего расхода энергии в пределах $(2,5...4,0)b$, где b — ширина режущей кромки ножа.

Баланс мощности ЗФМ представляется выражением:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5,$$

где N_1 — мощность, расходуемая на копанье грунта; N_2 , N_3 — мощность, расходуемая на привод приемного конвейера и отвального транспортера; N_4 — мощность, расходуемая на передвижение машины с рабочей скоростью; N_5 — мощность, расходуемая на работу вспомогательных механизмов; $N_5 = (0,05...0,07)N$.

Мощность (кВт) на копанье грунта фрезерным рабочим органом определяют по формуле:

$$N_1 = k\Pi_T / (3\ 600 \cdot 10^3 \eta),$$

где k — удельное сопротивление грунта копанью, Н/м²; $k = (5...25) \cdot 10^4$ Н/м²; Π_T — техническая производительность машины по плотному грунту, м³/ч; S — площадь разрабатываемого забоя, м²; v — поступательная рабочая скорость машины, м/ч; η — КПД привода фрезы с учетом потерь на трение о поверхность забоя; $\eta = 0,50...0,65$.

Остальные составляющие баланса мощности определяют по методике, рассмотренной в главе X.

В последние годы в строительное производство внедряются ЗФМ, выполненные в виде сменного навесного оборудования на серийных тракторах тягового класса 5...15 и предназначенные для разрушения прочных и мерзлых грунтов и старых дорожных покрытий. Их конструкции будут рассмотрены в главе XVII.

Глава XII. БУЛЬДОЗЕРЫ

1. Типы бульдозеров и область их применения

Бульдозер представляет навесное оборудование на гусеничный или колесный трактор (или тягач) в виде отвала криволинейного профиля, навешиваемого при помощи рамы или толкающих брусьев.

Бульдозеры служат для послойного копания, планировки и перемещения грунтов и других материалов на расстояние до 60...150 м при строительстве и ремонте дорог, каналов, дамб, котлованов и др.

В зависимости от мощности и конструкции бульдозеры могут работать на самых разнообразных грунтах и материалах, от болотистых и песчаных до взорванных или разрыхленных скальных пород.

Экономически выгодная дальность перемещения грунта зависит от тягового класса бульдозера, вида грунта и эксплуатационных условий. Обычно она не превышает 40...60 м.

Различают бульдозеры общего и специального назначения, с поворотным и неповоротным отвалом.

Бульдозеры общего назначения применяют в наиболее часто встречающихся грунтовых и климатических условиях с температурами $\pm 40^{\circ}\text{C}$.

Специальные бульдозеры предназначены для выполнения отдельных видов работ (разравнивания кавальеров, подземной разработки материалов, подводной разработки грунтов и т. п.) и работ в особых грунтовых или климатических условиях (при низких отрицательных температурах — до -60°C , при тропической влажности и температурах до 60°C и т. д.).

По ходовой части различают бульдозеры гусеничные и колесные.

По типу механизма управления различают бульдозеры с гидравлическим и канатно-блочным управлением. Действующим стандартом (ГОСТ 7410—79) рекомендуется преимущественно гидравлическая система управления. Эта система обеспечивает принудительное заглубление отвала в грунт, что имеет большое значение для бульдозеров с небольшой массой отвала и при работе на тяжелых грунтах.

2. Конструкция бульдозеров

Бульдозер с неповоротным отвалом представлен на рисунке 83, а, б. Навесное оборудование состоит из отвала 1, толкающих брусьев 7, винтовых раскосов 2 и гидросистемы управления отвалом.

Отвал сварен из листовой стали и имеет усиление на нижней тыльной стороне в виде жесткой коробки с внутренними ребрами. Снизу к лобовому листу криволинейной формы привинчены режущие ножи, создающие отвал оснащен проушинами для шарнирного крепления толкающих брусьев и раскосов.

Для шарнирного крепления брусьев к базовому трактору служат специальные кронштейны с опорными цапфами, приваренные к продольным балкам. Отвал поднимают и опускают с помощью гидроцилиндров 4, закрепленных на специальном кронштейне 3.

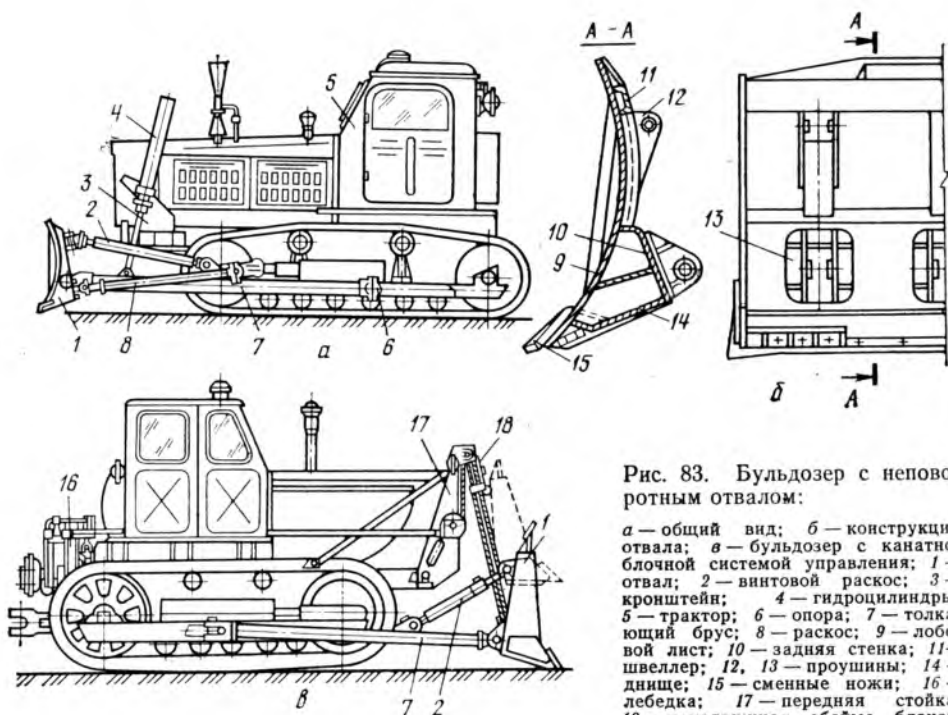


Рис. 83. Бульдозер с неповоротным отвалом:

а — общий вид; б — конструкция отвала; в — бульдозер с канатно-блочной системой управления; 1 — отвал; 2 — винтовой раскос; 3 — кронштейн; 4 — гидроцилиндры; 5 — трактор; 6 — опора; 7 — толкающий брус; 8 — раскос; 9 — лобовой лист; 10 — задняя стенка; 11 — швеллер; 12, 13 — проушины; 14 — днище; 15 — сменные ножи; 16 — лебедка; 17 — передняя стойка; 18 — неподвижная обойма блоков.

Винтовыми раскосами 2 можно изменять угол поперечного перекоса в пределах $\pm 6^\circ$.

Бульдозер с неповоротным отвалом и канатно-блочной системой его управления представлен на рисунке 83, а.

Базовый трактор оборудован одновальной фрикционной лебедкой, установленной на его заднем мосту и приводимой в действие от вала отбора мощности трактора, и передней стойкой, на которой сверху закреплена неподвижная обойма блоков полиспаста подъема и опускания отвала. Другая обойма полиспаста закреплена с тыльной стороны отвала.

Навесное оборудование бульдозера с поворотным отвалом (рис. 84) состоит из отвала 3, универсальной рамы 2, раскосов 4, 5 и гидравлической системы управления.

Универсальная рама представляет П-образную сварную балку 6 коробчатого сечения с центральной шаровой головкой 8 с помощью которой передается толкающее усилие отвалу.

Отвал ориентируется на толкающей раме с помощью двух пар шарнирно установленных раскосов, из которых верхние — винтовые, предназначены для регулирования угла резания и устранения поперечного перекоса отвала.

В рассмотренных конструкциях бульдозеров поперечный перекос и угол установки отвала в плане регулируют вручную при остановке машины. Если это приходится делать часто, то производительность машины резко снижается. На некоторых моделях бульдозеров с целью ликвидации указанного недостатка эти операции выполняют с помощью гидроцилиндров.

Бульдозер с неповоротным отвалом и гидроприводом механизма поперечного перекоса отвала представлен на рисунке 85. На этом бульдозере применены два вида раскосов: на левой стороне — гидравлический 2, на правой — винтовой. Винтовым раскосом регулируется угол резания отвала. Гидравлический раскос, установленный на левом толкающем брус, состоит из гидроцилиндра двухстороннего действия со

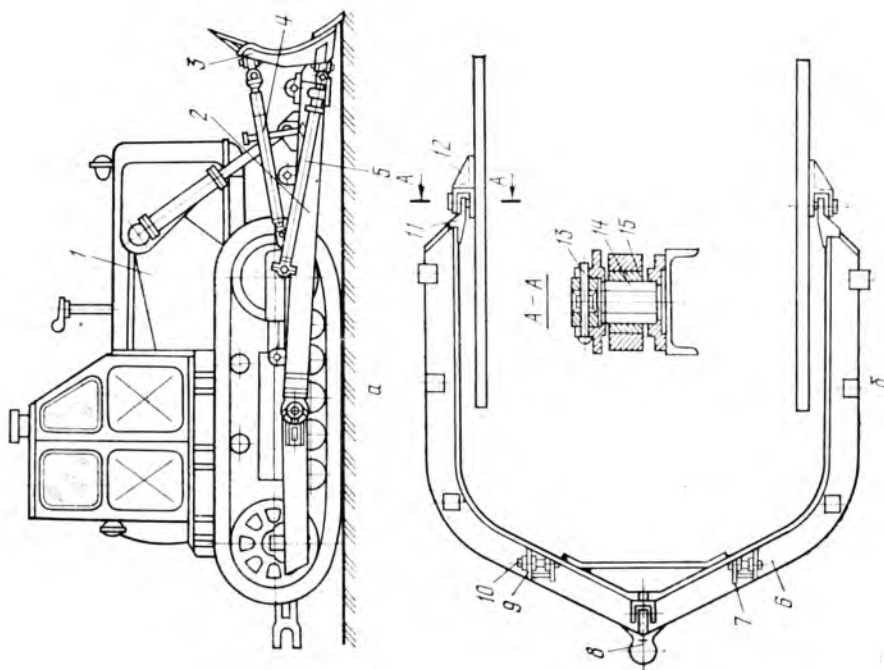


Рис. 84. Бульдозер с поворотным отвалом:

a — общий вид; *б* — универсальная рама; *1* — трактор; *2* — универсальная рама; *3* — отвал; *4* — винтовой раскос; *5* — раскос; *6* — осевая балка; *7*, *9* — пружины для крепления штокв гидродвигателей; *8* — шаровая головка; *10* — палец; *11* — пружина для крепления к ходовой тележке трактора; *12* — опор; *13* — шпилька; *14* — ось; *15* — втулка.

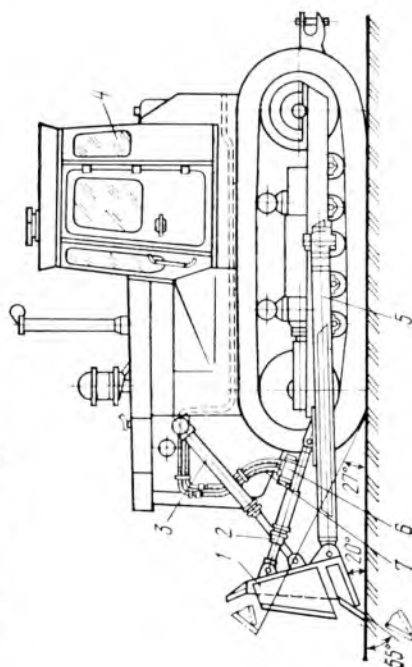


Рис. 85. Бульдозер с неповоротным отвалом и гидropri-
водом механизма поперечного перекоса отвала:

1 — отвал; 2 — гидравлический раскос; 3 — гидроцилиндры подъема и опускания отвала; 4 — трактор; 5 — толкающий брус; 6 — гидрозамок; 7 — гибкие рукава.

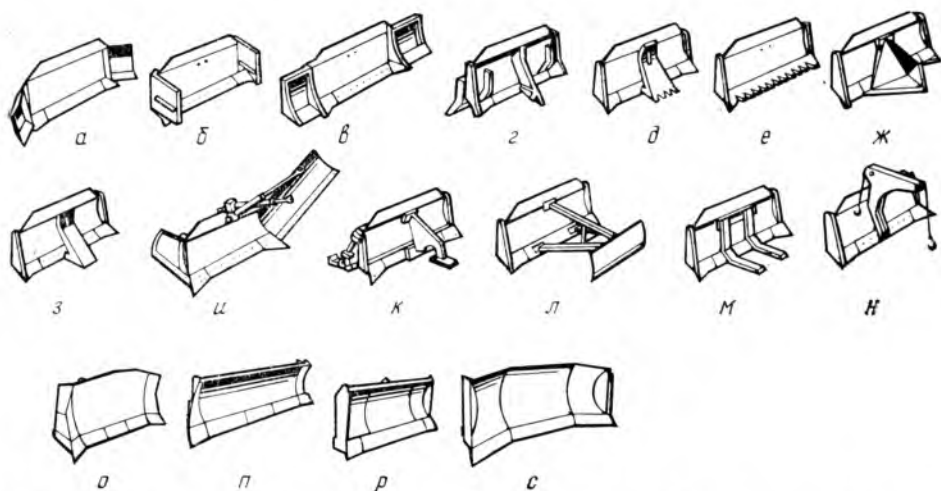


Рис. 86. Виды дополнительного оборудования к бульдозерам с неповоротным отвалом:

а — неподвижный или гидроуправляемый уширитель; *б* — открывлок; *в* — удлинитель; *г* — передние и задние рыхлительные зубья; *д* — кирка для взламывания асфальтовых покрытий; *е* — ножи для мерзлых грунтов; *ж* — кусторезный нож; *з* — канавная надставка; *и* — откосник с жестким креплением или гидроуправляемый откосник-планировщик; *к* — передние и задние лыжи; *л* — отвальная приставка для работы от стенки; *м* — грузовые вилы; *н* — подъемный крюк; *о* — неповоротный полусферический отвал; *п* — поворотный отвал; *р* — неповоротный прямой для толкания скреперов; *с* — неповоротный сферический.

штоком и гидрозамка (гидравлического запорного клапана). С помощью гидравлического раскоса машинист регулирует поперечный перекас отвала, не выходя из кабины трактора.

Для расширения области применения бульдозеров общего и специального назначения их снабжают дополнительным быстросъемным рабочим оборудованием (рис. 86).

Для автоматизации планировочных работ создана система «Автоплан-1» («Автоплан-10»), которой оснащается часть бульдозеров с неповоротным отвалом. Эта система улучшает планирующие свойства машины (точность отметок ± 5 см при скорости движения до 3 км/ч) и защищает ее двигатель от перегрузок (недопустимого снижения частоты вращения вала двигателя).

3. Параметры бульдозера

Главный параметр бульдозера — номинальное тяговое усилие, которое определяется на плотном грунте с учетом догрузки базовой машины массой рабочего оборудования.

Номинальное тяговое усилие бульдозера (H):

$$F_{\text{к.сц}} = m_{\text{б.м}} g k_m \varphi_{\text{сц}}, \quad (227)$$

где $m_{\text{б.м}} = m_{\text{б.м}} + m_{\text{н.о}}$ — масса бульдозера, кг; $m_{\text{б.м}}$ — масса базовой машины, кг; $m_{\text{н.о}}$ — масса навесного оборудования, кг; k_m — коэффициент использования массы по сцеплению; для гусеничных бульдозеров $k_m = 1,0$; для бульдозеров на базе пневмоколесных тягачей k_m определяется числом ведущих мостов; $\varphi_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления; $g = 9,81$ м/с².

Скорость рабочего хода бульдозера выбирают в пределах 2,5...3,5 км/ч. Скорость ограничивается из-за утомляемости машиниста при ручном управлении, безопасности работы и др.

К основным параметрам бульдозера относят удельное напорное усилие p_r и вертикальное давление p_v внедрения на режущей кромке ножа отвала. Они определяют возможность разработки грунтов с различным сопротивлением копанью.

Вертикальное давление p_v на режущей кромке отвала зависит от степени затупления ножей и системы управления отвалом (гидравлическое или канатно-блочное).

Категория грунта	I	II	III	IV
p_r , Н/см	До 150	200...300	400...550	Более 600
p_v , МПа	До 1,0	1,2...2,0	2,5...3,5	Более 3,5

Основными параметрами бульдозера являются также среднее статическое давление и смещение центра давления. Эти параметры определяют статическим расчетом.

К основным параметрам отвала относятся (рис. 87): B — ширина отвала; H — высота отвала без козырька; δ — угол резания при основной установке отвала; β — угол опрокидывания при основной установке отвала (угол между горизонталью и касательной к отвальной поверхности в верхней кромке отвала); ϵ — угол наклона при основной установке отвала (угол между горизонталью и линией, соединяющей верхнюю кромку отвальной поверхности с режущей кромкой среднего ножа отвала) (табл. 19).

Дополнительными параметрами профиля отвала являются: H_k — высота с козырьком; β_k — угол установки козырька при основном положении отвала (угол между горизонталью и плоскостью козырька); θ — задний угол при основной установке отвала (угол между горизонталью и линией, соединяющей режущую кромку среднего ножа с наиболее выступающим элементом конструкции внизу на тыльной стороне отвала) (табл. 19).

Ширину неповоротного отвала B бульдозера выбирают минимально возможной из расчета перекрытия ширины базовой машины или выступающих в стороны элементов толкающей рамы не менее чем на 70 мм с каждой стороны. Для работы в легких грунтах ширину отвала B можно увеличить, применив удлинители и уширители. Ширину поворотного отвала бульдозера выбирают аналогично при повернутом в плане отвале.

Высота отвала H (мм) регламентируется тяговым усилием бульдозера и определяется по эмпирическим формулам:

для неповоротного отвала

$$H_n = 230 \sqrt[3]{F_n} - 0,5F_n; \quad (228)$$

для поворотного отвала

$$H_{\Pi} = 210 \sqrt[3]{F_n} - 0,5F_n, \quad (229)$$

где F_n — номинальное тяговое усилие базовой машины, кН.

Отвалы бульдозеров общего назначения рекомендуется снабжать козырьком, препятствующим пересыпанию грунта через верхнюю кромку отвала. Высота козырька по вертикали должна составлять 0,1...0,3 высоты отвала.

19. Параметры бульдозерных отвалов

Параметр	Отвалы	
	неповоротный	поворотный
δ , град.	55	50...55
ϵ , град.	75	75
β , град.	70...75	65...75
β_k , град.	90...100	90...100
Радиус кривой части отвальной поверхности	$R \approx H$	$R = (0,8...0,9) H$
Длина прямой части внизу отвальной поверхности a	По ширине ножей	

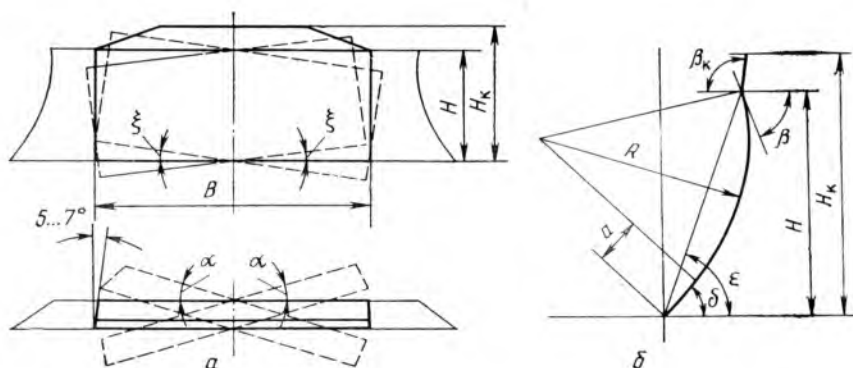


Рис. 87. Основные параметры отвалов:
а — углы установки; б — параметры профиля.

Задний угол отвала рекомендуется выбирать не менее 20° .

Радиус кривой части отвальной поверхности R , высота отвала H , углы резания δ , опрокидывания β и наклона отвала ε связаны между собой зависимостью:

$$R = H \frac{\sin(\varepsilon - \delta)}{\sin \varepsilon [1 - \sin(\beta + \delta - \pi/2)]} \quad (230)$$

При рекомендуемых углах отвальной поверхности для неповоротного отвала ($\delta=55^\circ$, $\beta=75^\circ$ и $\varepsilon=75^\circ$) $R=0,99 H$, а для поворотного отвала ($\delta=55^\circ$, $\beta=70^\circ$, $\varepsilon=75^\circ$) $R=0,81 H$.

Угол поворота отвала в плане α устанавливают в пределах $25\ldots 30^\circ$. Увеличение угла α может привести к развороту бульдозера в горизонтальной плоскости.

Угол перекаса отвала в поперечной вертикальной плоскости ξ позволяет разрабатывать более тяжелые грунты, облегчает производство работ на косогорах.

Рекомендуемый диапазон регулирования угла перекаса составляет $0\ldots 10^\circ$ при гидрофицированном перекасе отвала и $0\ldots 6^\circ$ при ручном (рис. 87).

Максимальную высоту подъема $H_{\text{п}}$ и опускания $H_{\text{о}}$ отвалов определяют суммой предельных рабочих углов спуска и подъема. Учитывая, что бульдозеры общего назначения чаще всего работают на уклонах до 20° , высоту подъема выбирают по углу въезда, который должен быть не менее 20° . Высоту опускания отвала ниже опорной поверхности ходовой части базовой машины выбирают такой, при которой угол между опорной поверхностью гусениц и линией, соединяющей режущую кромку опущенного отвала с центром давления, был бы не менее 20° .

4. Тяговый расчет. Производительность

Тяговые сопротивления при работе бульдозера определяют в момент окончания набора грунта перед отвалом.

Общее тяговое сопротивление (H):

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5, \quad (231)$$

где F_1 — сопротивление отделению грунта от массива; F_2 — сопротивление перемещению призмы волочения; F_3 , F_4 — сопротивление трению при движении грунта соответственно вверх по отвалу и вдоль него; F_5 — сопротивление движению базовой машины с бульдозерным оборудованием.

Сопротивление отделению грунта от массива (H):

$$F_1 = k B h \cos \alpha, \quad (232)$$

где k — удельное сопротивление резанию на единицу лобовой площади отвала, Н/м² (при $\delta=55^\circ$ для грунта I категории $k=70 \cdot 10^3$ Н/м², II категории — $k=110 \cdot 10^3$ Н/м², III категории — $k=170 \cdot 10^3$ Н/м²); h — глубина резания, м (оптимальные значения $h=(0,07 \dots 0,11)H$ для плотных грунтов и $h=(0,09 \dots 0,15)H$ для разрыхленных); B — ширина отвала, м; α — угол установки отвала в плане (рис. 87).

Сопротивление перемещению призмы волочения грунта (Н):

$$F_2 = m_{\text{пр}} g f_{\text{г}} \cos \alpha \quad (233)$$

и масса призмы волочения грунта (кг):

$$m_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \gamma_{\text{р}} = [BH^2/(2k_{\text{пр}})] \gamma_{\text{р}}, \quad (234)$$

где B, H — ширина и высота отвала, м; $k_{\text{пр}}$ — коэффициент, зависящий от характеристики грунта и формы отвала; для связных грунтов $k_{\text{пр}}=0,8 \dots 0,9$, для несвязных — $k_{\text{пр}}=1,2 \dots 1,3$; $\gamma_{\text{р}}$ — плотность разрыхленного грунта, кг/м³; $f_{\text{г}}$ — коэффициент трения грунта о грунт; $g=9,81$ м/с²; α — угол установки отвала.

Сопротивление трению при движении грунта вверх по отвалу (Н):

$$F_3 = m_{\text{пр}} g f_{\text{с}} \cos^2 \delta \cos \alpha, \quad (235)$$

где $f_{\text{с}}$ — коэффициент трения грунта по металлу; δ — угол резания.

Сопротивление трению при движении грунта вдоль по отвалу (Н):

$$F_4 = m_{\text{пр}} g f_{\text{с}} f_{\text{г}} \sin \alpha. \quad (236)$$

Сопротивление движению базовой машины с бульдозерным оборудованием (Н):

$$F_5 = (m_{\text{б}} g \pm R_{\text{ов}}) (f_0 \pm i), \quad (237)$$

где $m_{\text{б}}$ — масса бульдозера с базовым тягачом, кг; $R_{\text{ов}}$ — вертикальная реакция на отвал бульдозера, Н (рис. 88); f_0 — коэффициент сопротивления движению базовой машины; i — уклон поверхности движения.

Движение бульдозера возможно, если

$$F_{\text{к.сц}} \geq F_{\text{к}} \geq F \text{ или } F_{\text{к}} \geq F < F_{\text{к.сц}},$$

где $F_{\text{к.сц}}$ — касательная сила тяги по сцеплению движителя с грунтом [см. формулу (227)]; $F_{\text{к}}$ — касательная сила тяги по двигателю:

$$F_{\text{к}} = T_{\text{дв}} u_{\text{т}} \eta_{\text{т}} r_{\text{к}}^{-1}, \quad (238)$$

$T_{\text{дв}}$ — вращающий момент двигателя, кН·м; $u_{\text{т}}$ — передаточное число трансмиссии от двигателя к движителю на соответствующей передаче; $\eta_{\text{т}}$ — КПД трансмиссии; $r_{\text{к}}$ — рабочий радиус колеса или ведущей звездочки, м.

Потребная мощность двигателя трактора (кВт):

$$N_{\text{дв}} = Fv/(3,6\eta_{\text{т}}), \quad (239)$$

где F в кН; v — рабочая скорость бульдозера, км/ч.

Техническая производительность (м³/ч) бульдозера при разработке и перемещении грунта (в плотном теле) определяется по формуле:

$$P_{\text{т}} = 3600V_{\text{пр}} k_{\text{у}}/t_{\text{ц}}, \quad (240)$$

где $V_{\text{пр}}$ — объем грунта, перемещаемый отвалом бульдозера [см. формулу (234)], м³; $k_{\text{у}}$ — коэффициент уклона, принимаемый по таблице 20; $t_{\text{ц}}$ — время одного цикла, с.

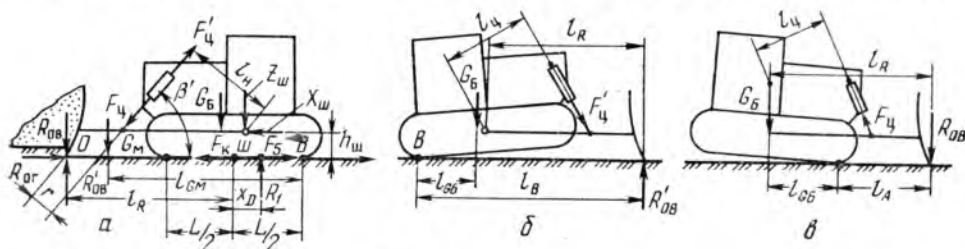


Рис. 88. Схема сил, действующих на бульдозер:

a — в начале подъема отвала с грунтом; b — при заглублении отвала по условию устойчивости; c — при выглублении отвала по условию устойчивости.

20. Коэффициент уклона k_y

Уклон, %	k_y	Подъем, %	k_y
5	1,33	5	0,67
10	1,8	10	0,5
15	2,3	15	0,46
20	2,7		

Продолжительность цикла (с) при челночной схеме работы:

$$t_{\text{ц}} = \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2} + \frac{l_3}{v_3} + nt_{\text{п}} + t_0, \quad (241)$$

где l_1, l_2, l_3 — длина пути резания, перемещения и обратного хода бульдозера, м; v_1, v_2, v_3 — соответственно принятые скорости хода, м/с; $t_{\text{п}}$ — время переключения передач, с; $t_{\text{п}} = 4...5$ с; t_0 — время опускания отвала, с; $t_0 = 1...2$ с; n — число переключений передач за цикл.

Производительность бульдозера ($\text{м}^3/\text{ч}$) при планировочных работах определяется по формуле:

$$P_T = \frac{3600 (B \cos \alpha - a)}{(l/v_{\text{ср}} + t_{\text{пов}}) n_{\text{п}}}, \quad (242)$$

где B — ширина отвала, м; α — угол установки отвала в плане; a — часть полосы, перекрываемая при последующем проходе и равная $0,3...0,5$ м; $v_{\text{ср}}$ — средняя рабочая скорость, м/с; $t_{\text{пов}}$ — время на поворот, с; $n_{\text{п}}$ — число проходов по одному месту; $n_{\text{п}} = 1...2$.

5. Силы, действующие на бульдозер. Расчетные положения

На бульдозер с неповоротным отвалом во время работы действуют следующие силы (рис. 88): сила тяжести $G_б$ базовой машины и $G_{\text{м}}$ навесного оборудования, реакции со стороны грунта на отвал $R_{\text{ог}}$ и $R_{\text{ов}}$, составляющие силы в упругом шарнире $x_{\text{ш}}$ и $z_{\text{ш}}$, усилия в механизме управления отвалами $F_{\text{ц}}$ и $F'_{\text{ц}}$ (гидроцилиндрах) при выглублении и заглублении отвала, касательная сила тяги $F_{\text{к}}$ (или $F_{\text{к.сц}}$), силы сопротивления передвижению базовой машины F_5 и равнодействующая вертикальной реакции грунта на ходовое оборудование, приложенная в центре давления R_1 .

При нормальных условиях работы точка приложения сил $R_{\text{ог}}$ и $R_{\text{ов}}$ располагается на отвале на расстоянии от опорной плоскости $h_R = (0,17...0,27)H$. В процессе работы отвал бульдозера может встретить препятствие (камни, корни и т. п.). В этом случае результирующая сил сопротивления сместится вниз, а в расчетах на прочность принимают, что точка ее приложения находится на режущей кромке ножа.

Максимальная горизонтальная составляющая реакции грунта на отвал определяется толкающей возможностью тягача по сцеплению (H):

$$R_{\text{ог}} = F_{\text{к.сц}} - F_5, \quad (243)$$

где $F_{\text{к.сц}}$ — касательная сила тяги по сцеплению, Н; F_5 определяется по формуле (237) при $i=0$.

Касательная сила тяги по сцеплению определяется в двух положениях рабочего оборудования:

отвал не удерживается механизмом управления, и он опирается на грунт

$$F_{\text{к.сц}} = G_б \varphi_{\text{сц}}, \quad (244)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления ходовой части тягача с грунтом;

отвал удерживается механизмом управления, при этом

$$F_{\text{к.сц}} = (G_б + G_{\text{м}}) \varphi_{\text{сц}}. \quad (245)$$

При прочностном расчете касательная сила тяги принимается с учетом динамических нагрузок (H):

$$F_{\text{к.сц}}^{\text{расч}} = F_{\text{к.сц}} k_{\text{д}}, \quad (246)$$

где $k_{\text{д}}$ — динамический коэффициент; $k_{\text{д}} = 1,5...1,7$.

Вертикальная составляющая $R_{ов}$ реакции грунта в процессе работы меняется как по величине, так и по направлению. В начальный момент заглубления отвала она направлена вверх ($R'_{ов}$) и может быть определена приближенно по формуле (H):

$$R'_{ов} = k' x B, \quad (247)$$

где k' — коэффициент несущей способности грунта, Н/м²; для средних условий $k' = (5...6) \cdot 10^5$ Н/м²; x — ширина площадки нижней поверхности ножа, трущейся о грунт с учетом затупления ножа, м; $x = 0,007...0,010$ м; B — длина ножа, м.

При направлении реакции вниз (H):

$$R_{ов} = R_{ог} \operatorname{ctg}(\delta + \varphi_c), \quad (248)$$

где δ — угол резания ножа отвала; φ_c — угол трения грунта об отвал.

Реакции $z_{ш}$ и $x_{ш}$ в упругом шарнире определяют из уравнений равновесия рабочего оборудования:

$$\Sigma x = R_{ог} + F'_c \cos \beta' - x_{ш} = 0; \quad (249)$$

$$\Sigma M_0 = z_{ш} l_R - x_{ш} h_{ш} + G_m (l_R - l_{GM}) - F'_c r = 0. \quad (250)$$

Сила тяжести рабочего оборудования G_m должна быть минимальной. По действующему стандарту она должна быть не более 25 % силы тяжести базовой машины G_6 : $G_m \leq 0,25 G_6$.

В то же время у бульдозеров с канатным управлением она должна быть достаточной для заглубления отвала в грунт под действием собственной силы тяжести. Минимальная сила тяжести навесного оборудования $G_{m \min}$ определяется при максимальном значении $R'_{ов}$ и минимальном значении $R_{ог}$, которое определяется в начальный момент заглубления только силой трения ножа о грунт $R_{ог} = R'_{ов} f_c$, тогда

$$\Sigma M_{ш} = G_{m \min} l_{GM} - R'_{ов} l_R + R'_{ов} f_c h_{ш} = 0, \quad (251)$$

откуда получаем минимальную силу тяжести (кН) навесного оборудования

$$G_{m \min} = k' x B (l_R - f_c h_{ш}) / l_{GM}. \quad (252)$$

При определении силы тяжести рабочего оборудования бульдозера с принудительным заглублением отвала необходимо учитывать силу F'_c , направленную вниз. Значение этой силы ограничено устойчивостью тягача относительно задней линии опрокидывания и может быть найдено из уравнения моментов сил, действующих на тягач относительно точки B (рис. 88, б).

Подъемное усилие механизма управления определяется при двух условиях работы: а) подъем заглубленного отвала при движении бульдозера; б) удержание отвала на заданном уровне в процессе резания грунта. И в том, и в другом случае усилие механизма управления определяется из уравнения моментов сил относительно упругих шарниров.

При условии «а»

$$\Sigma M_{ш} = F'_c l_c - G_m l_{GM} - F_c l_R - R_{ог} h_{ш} - R_{ов} l_R = 0, \quad (253)$$

где F_c — сила сопротивления (Н) сдвигу грунта, поднимаемого отвалом, относительно остальной массы грунта; $F_c = F_{к.сд} f_r + k_c S_c$; f_r — коэффициент трения грунта о грунт; $F_{к.сд}$ определяется по формуле (245); k_c — коэффициент сцепления грунта при сдвиге, Н/м²; S_c — площадь сдвига, м²; $S_c \cong HB$.

При условии «б» F'_c определяется аналогично при условии $F_c = 0$.

Максимальное усилие F'_c в механизме управления ограничивается устойчивостью тягача относительно передних или задних линий опрокидывания (точки A и B) (рис. 88, б, в). Вертикальные нагрузки на отвал бульдозера определяют по формулам:

$$R'_{ов} = G_6 l_{GB}/l_B; \quad (254)$$

$$R_{ов} = G_6 l_{GB}/l_A. \quad (255)$$

Тогда усилие (Н) в гидроцилиндре будет:
при заглублении отвала

$$F'_ц = R'_{ов} l_R/l_ц; \quad (256)$$

при выглублении отвала

$$F_ц = R_{ов} l_R/l_ц. \quad (257)$$

Скорость подъема отвала по действующему стандарту должна быть более 0,25 м/с.

Сила $R'_{ог}$, которую определяют из соотношения сил, возникающих при работе косо́го клина (см. главу VI, § 2), стремится развернуть бульдозер. Этому препятствуют силы сцепления ходового оборудования тягача с грунтом.

Для гусеничных бульдозеров суммарный момент сопротивления развороту (Н·м):

$$T_p = 0,25\mu_ц R_1 L, \quad (258)$$

где $\mu_ц$ — приведенный коэффициент сопротивления гусениц повороту; $\mu_ц = 0,7...1,0$; R_1 — суммарная реакция грунта на ходовое оборудование, Н; при «запертом» положении механизма управления отвалом $R_1 = G_6 + G_m + R_{ов}$, а при «плавающем» $R_1 \cong G_6$.

Глава XIII. ГРЕЙДЕРЫ И АВТОГРЕЙДЕРЫ

1. Назначение, принцип работы, область применения и классификация

Основное назначение грейдера — профилирование и создание дорожного полотна путем перемещения к оси полотна грунта, вынутого из боковых кюветов, возведение невысоких насыпей (высотой до 0,6 м) из боковых резервов, планировка площадок и пологих откосов насыпей и выемок, перемешивание и разравнивание материалов дорожных покрытий и ремонтные работы.

В мелиорации грейдеры применяют главным образом для разравнивания кавальеров, предварительной планировки трасс каналов и сельскохозяйственных площадей, планировки откосов каналов и насыпей, устройства подушек каналов, устройства приканальных дорог и др.

Принцип работы грейдера заключается в резании грунта основным рабочим органом — отвалом, установленным в плане под определенным углом захвата α к направлению движения (грунт перемещается в сторону) или в вертикальной плоскости на определенный угол зарезания β (грунт перемещается в насыпь).

Важное отличие отвала грейдера и автогрейдера от отвала бульдозера — значительно более широкий диапазон углов и положений установок отвала, что позволяет выполнять более разнообразные работы по перемещению грунта и профилированию.

Грейдеры классифицируются по способу агрегатирования (перемещения), длине отвала, массе, типу управления.

По способу перемещения грейдеры делят на прицепные и самоходные (автогрейдеры). Прицепные грейдеры по ГОСТ 10934—64 классифицируют по длине отвала на тяжелые (3,5...4,5 м) и легкие (2,5...3 м).

Автогрейдеры по ГОСТ 9420—79 в зависимости от массы делятся на легкие (9 т), средние (13 т) и тяжелые (19 т). В зависимости от общего числа осей (В) и числа осей с ведущими (Б) и управляемыми (А) колесами они различаются по так называемой колесной схеме $A \times B \times B$.

По типу управления грейдеры и автогрейдеры бывают с механическим, гидравлическим и комбинированным управлением.

2. Конструкция грейдеров и автогрейдеров

Прицепные грейдеры. У наиболее распространенных тяжелых прицепных грейдеров (типа ДЗ-1) основной рабочий орган — отвал (рис. 89) с ножом 10, в зависимости от грунта и выполняемой работы допускается изменять следующие углы: захвата α в пределах $30...90^\circ$, то есть поворота отвала; резания ψ в пределах $35...70^\circ$; наклона ножа к горизонту, то есть угла зарезания β , в пределах $0...25^\circ$. Кроме того, отвал можно выносить в сторону из-под основной рамы, что позволяет увеличить угол β до $70...75^\circ$.

Рабочее оборудование подвешивается к основной раме 4 (рис. 89), на которой смонтированы также механизмы управления.

Передняя часть рамы 4 соединяется шаровой пятой с передним мостом колесного хода 9, а задняя опирается на задний мост колесного хода 13 и может перемещаться по его раме в поперечном направлении.

Отвал 10 со сменными ножами подвешен на двух кронштейнах к поворотному кругу 11, который может поворачиваться вокруг центрального шкворня тяговой рамы 5 и фиксируется пальцем в одном из отверстий. Тяговая рама спереди соединяется шаровым шарниром с передней осью грейдера. Благодаря шаровому шарниру тяговая рама с отвалом 10 может изменять свое положение в вертикальной и горизонтальной плоскости и выноситься в сторону от основной рамы.

Ходовое оборудование состоит из двух передних и задних колес 9 и 13, стальных или пневматических. Для увеличения устойчивости грейдера при движении на откосах передние и задние колеса можно наклонять в обе стороны.

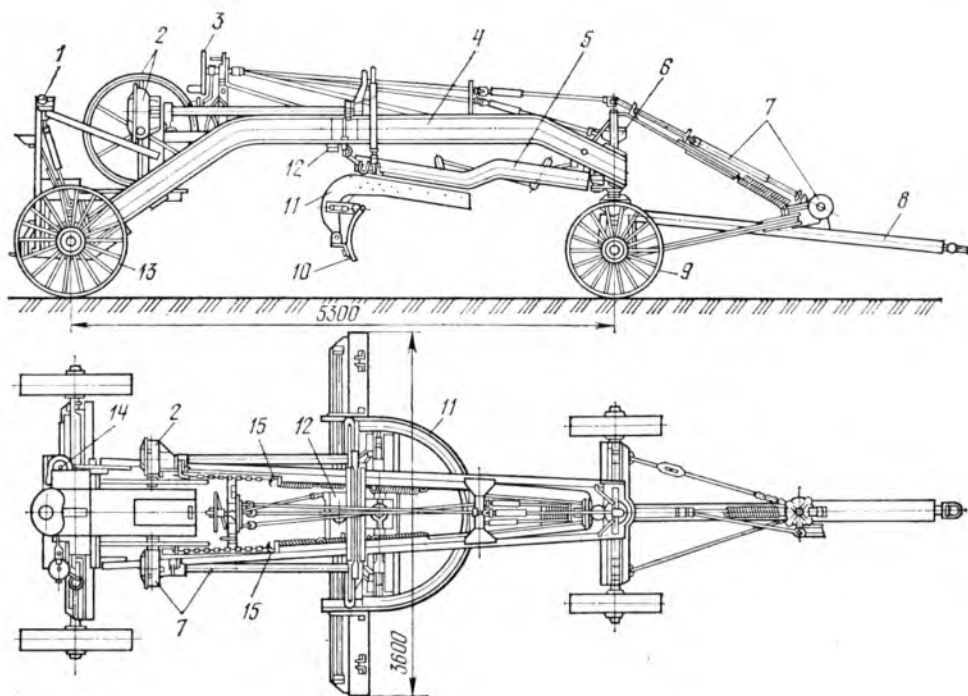


Рис. 89. Грейдер:

1 — механизм наклона задних колес; 2 — механизм подъема и опускания отвала; 3 — штурвал механизма управления дышлом; 4 — основная рама; 5 — тяговая рама; 6 — механизм наклона передних колес; 7 — механизм управления дышлом; 8 — дышло; 9 — передние колеса; 10 — отвал с ножом; 11 — поворотный круг; 12 — механизм выноса ножа в сторону; 13 — задние колеса; 14 — механизм выноса рамы в сторону; 15 — амортизаторы механизма подъема отвала. (Размеры в мм.)

Тяговое усилие грейдеру передается трактором через дышло 8, шарнирно присоединенное к передней оси и отклоняемое в обе стороны механизмом управления 7 дышлом.

Грейдер имеет механическую систему управления.

Механизм 2 подъема и опускания тяговой рамы с отвалом состоит из двух одинаковых узлов — левого и правого. Он имеет два штурвала, которые через червячные передачи, рычаги, телескопические тяги и шаровые шарниры поднимают или опускают правый и левый задние концы тяговой рамы.

При вращении обоих штурвалов от себя отвал опускается, изменяя толщину стружки, и наоборот. При вращении одного штурвала или обоих в разные стороны отвал опускается одним концом, изменяя угол резания.

Для поворота отвала в горизонтальной плоскости (изменения угла захвата α) вытаскивают палец из отверстия поворотного круга 11. Затем, вращая штурвал 3 через коробку управления, телескопические карданные валы, цилиндрические шестерни, пару конических шестерен, поворачивают сектор поворотного круга.

Угол резания отвала ϕ изменяется до начала работы путем поворота отвала вокруг оси пальцев. В нужном положении болты гребенок закрепляются.

Вынос отвала в сторону от основной рамы для обработки крутых откосов осуществляется рукояткой механизма 12 (рис. 89) шестеренчато-реечного механизма с соответствующим удлинением телескопической тяги со стороны, противоположной выносу отвала, и ее укорочением с другой стороны.

Механизм выноса основной рамы в сторону служит для перемещения ее к правому или левому колесу 13 путем вращения рукоятки червячного редуктора 14, связанного с зубчато-реечной парой. При этом основная рама 4 перемещается по направляющим планкам задней оси. Механизм наклона передних колес приводится в действие центральной рукояткой через карданно-телескопический вал, конический редуктор 6 и червячную пару. На червячном колесе жестко сидит шестерня, находящаяся в зацеплении с зубчатым сектором, закрепленным на верхнем уголке. Угольник с двумя кривошипными и балкой образует шарнирный параллелограмм, который при повороте зубчатого сектора наклоняет оба колеса на одинаковый угол (до 36°), что препятствует сползанию грейдера по откосу.

Задние колеса наклоняются аналогичным механизмом.

Отвал имеет дополнительное оборудование — удлинитель и откосник, которые крепятся к нему болтами.

Прицепные грейдеры с гидрообъемной системой управления (типа ДЗ-58) к тракторам К-700, К-701, К-702 по общей конструктивно-компоновочной схеме аналогичны грейдерам с механическим управлением, а по гидрообъемной схеме управления — автогрейдером.

Грейдер легкий прицепной отличается от тяжелого меньшими размерами, у него отсутствуют механизмы перемещения рамы вдоль оси задних колес, наклона передних колес и поворота дышла.

Самоходные автогрейдеры. Они имеют одномоторный привод, силовую установку, трансмиссию, основную и тяговую раму, основной рабочий орган — отвал, дополнительные рабочие органы — рыхлитель (кирковщик) и бульдозерный отвал впереди, ходовое оборудование и механизмы управления.

Конструктивная компоновка автогрейдера характеризуется его колесной формулой (схемой). По типу заднего ведущего моста автогрейдеры с механической и гидромеханической трансмиссиями бывают с балансирной подвеской и бортовыми редукторами внутри балансиров и с балансирной подвеской и отдельными ведущими мостами, с приводом каждого моста через отдельный редуктор. Первая схема использу-

ется в легких и средних автогрейдерых с колесной схемой $1 \times 2 \times 3$, вторая — только в тяжелых автогрейдерых с колесной схемой $1 \times 3 \times 3$. Колесная схема $1 \times 3 \times 3$ применяется в тяжелых автогрейдерых. Наибольшее распространение (75...85 % всех применяемых автогрейдеров) получили трехосные с двумя ведущими осями и передними управляемыми колесами ($1 \times 2 \times 3$) — легкие и средние автогрейдеры. Схемы $1 \times 2 \times 2$ встречаются редко у легких автогрейдеров, а схема $3 \times 3 \times 3$ почти не применяется из-за сложности конструкции.

В качестве силовой установки на всех автогрейдерых используют тракторные дизели, обеспечивающие удельную мощность 7,36...11,0 кВт/т, рекомендуемую ГОСТ 9420—79. В автогрейдерых используются три типа трансмиссий: механическая многоскоростная с балансирующей передачей на задние колеса, гидромеханическая с турботрансформатором и коробкой передач и гидрообъемный привод многомоторный, имеющий отдельные мотор-колеса с гидродвигателями.

С увеличением числа осей (при наличии балансирующей подвески) улучшается планирующая способность автогрейдера, а числа ведущих колес увеличиваются сила сцепления и тяговое усилие по сцеплению. Увеличение числа осей с управляемыми колесами повышает маневренность автогрейдера.

Ходовое оборудование всех автогрейдеров — пневмоколесное, для увеличения проходимости применяют шины низкого давления со специальным рисунком протектора, а задние ведущие мосты трехосных автогрейдеров имеют балансирующую подвеску для лучшего прохода по неровностям и улучшения сцепления ведущих колес с почвой. Пневмоколесное ходовое оборудование должно обеспечивать скорость 4...35 км/ч.

Автогрейдеры имеют несколько механизмов управления: подъема и опускания правого и левого концов основного отвала, поворота отвала в горизонтальной плоскости, выноса отвала с тяговой рамой в сторону, выдвижения отвала в сторону, изменения угла резания, подъема и опускания рыхлителя, подъема и опускания бульдозерного отвала, наклона управляемых (ведомых) колес.

Механизмы управления бывают механические (с отбором мощности от двигателя через коробку управления), гидрообъемные и комбинированные.

На рисунке 90 показана конструктивно-компоновочная схема автогрейдера с колесной схемой $1 \times 3 \times 3$ и механической трансмиссией.

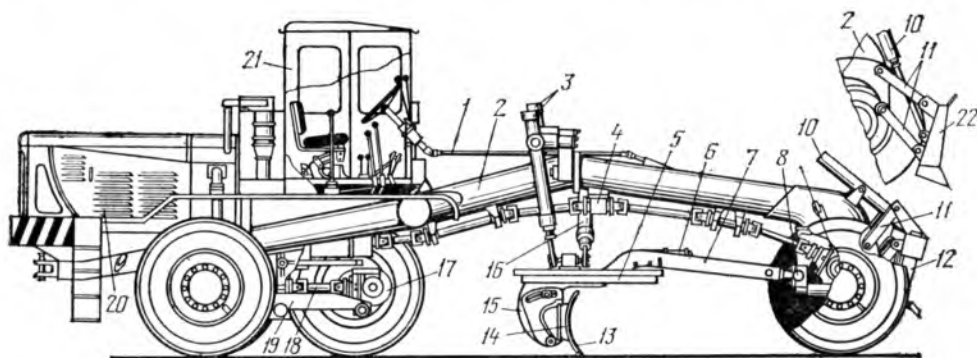


Рис. 90. Автогрейдер с колесной формулой $1 \times 3 \times 3$ и с механической трансмиссией:

1 — рулевое управление; 2 — основная рама; 3 — цилиндры подъема и опускания отвала; 4 — промежуточная опора карданного вала привода переднего моста; 5 — поворотный круг; 6 — гидродвигатель привода поворотного круга; 7 — тяговая рама; 8 — универсальный шарнир тяговой рамы; 9 — передний ведущий мост; 10 — цилиндр управления рыхлителем или отвалом; 11 — рычаги подвески рыхлителя; 12 — зубья рыхлителя; 13 — ножи; 14 — отвал; 15 — кронштейн крепления отвала; 16 — цилиндр выноса тяговой рамы; 17 — задние ведущие мосты; 18 — карданный вал привода заднего моста; 19 — балансиры задних мостов; 20 — двигатель; 21 — кабина управления; 22 — бульдозерный отвал.

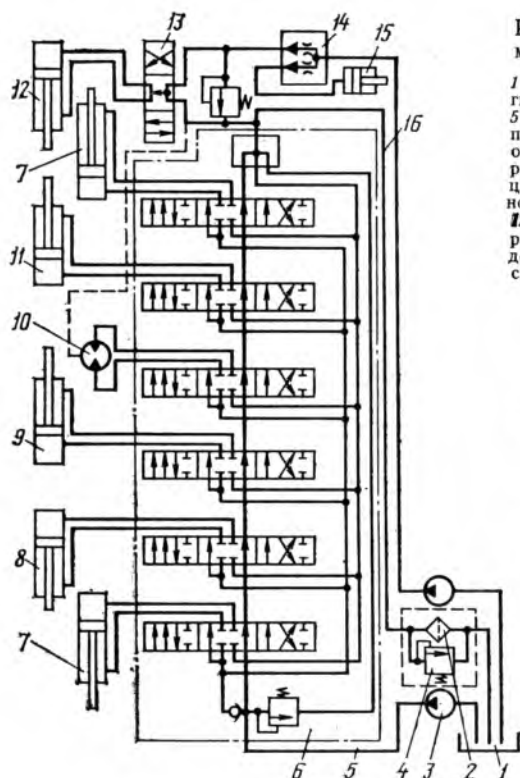


Рис. 91. Гидравлическая схема механизмов управления автогрейдером:

1 — гидробак; 2 — фильтр; 3 — шестеренный гидронасос; 4 — предохранительный клапан; 5 — входная гидромагистраль; 6 — гидрораспределитель; 7 — гидроцилиндр подъема и опускания отвала (правый и левый); 8 — гидроцилиндр выноса тяговой рамы; 9 — гидроцилиндр рыхлителя; 10 — гидромотор поворотного круга; 11 — гидроцилиндр выноса отвала; 12 — гидроцилиндр усилителя руля; 13 — гидрораспределитель рулевого управления; 14 — делитель потока; 15 — гидроцилиндр привода сцепления; 16 — сливная гидромагистраль.

Все механизмы автогрейдера смонтированы на основной раме 2, шарнирно опирающейся спереди на ось передних колес, а сзади на балансиры 19 задних мостов.

Основное рабочее оборудование — отвал 14 со сменными ножами 13 крепится шарнирно на поворотных кронштейнах к кронштейнам 15 поворотного круга 5. Последний крепится поворотным пальцем к тяговой раме 7, соединенной универсальным шаровым шарниром с передней частью основной рамы. Отвал 14 установ-

лен так, что может совершать полный оборот, это позволяет работать передним и задним ходом. Спереди основной рамы на рычагах подвески зубов рыхлителя 12 или бульдозерного отвала 22 крепится один из этих дополнительных рабочих органов.

В задней части рамы установлен двигатель внутреннего сгорания 20, от которого через систему механических передач (трансмиссию) вращающий момент передается всем колесам с пневматическими шинами.

Передние управляемые колеса установлены на переднем ведущем мосту 9, задние колеса — на задних ведущих мостах 17, связанных балансирами 19 (рис. 90).

Гидрообъемная система управления осуществляется двумя гидроцилиндрами 3 подъема и опускания отвала, шарнирно установленными на тяговой раме и соединенными штоками через шаровые шарниры с обеими сторонами тяговой рамы 7, которая своим задним концом подвешена к штокам этих гидроцилиндров.

Отвал в горизонтальной плоскости поворачивается гидродвигателем 6 через шестерню поворотного круга. Отвал с тяговой рамой выносятся в сторону гидроцилиндром 16, шарнирно закрепленным на основной раме, шток которого при посредстве шарового шарнира связан с задним концом тяговой рамы 7.

Зубья рыхлителя 12 или бульдозерный отвал 22 поднимают и опускают гидроцилиндром 10 через рычаги 11 параллелограммной навески дополнительных рабочих органов.

Гидрораспределитель 6 (рис. 91) помещен в кабине управления 21 (рис. 90), так же как и рулевое управление 1, имеющее гидроцилиндр усилителя руля 12 (рис. 91), включаемый через распределитель рулевого управления 13 при повороте рулевого колеса в кабине управления. Он имеет шесть секций управления гидроцилиндрами и гидромотором.

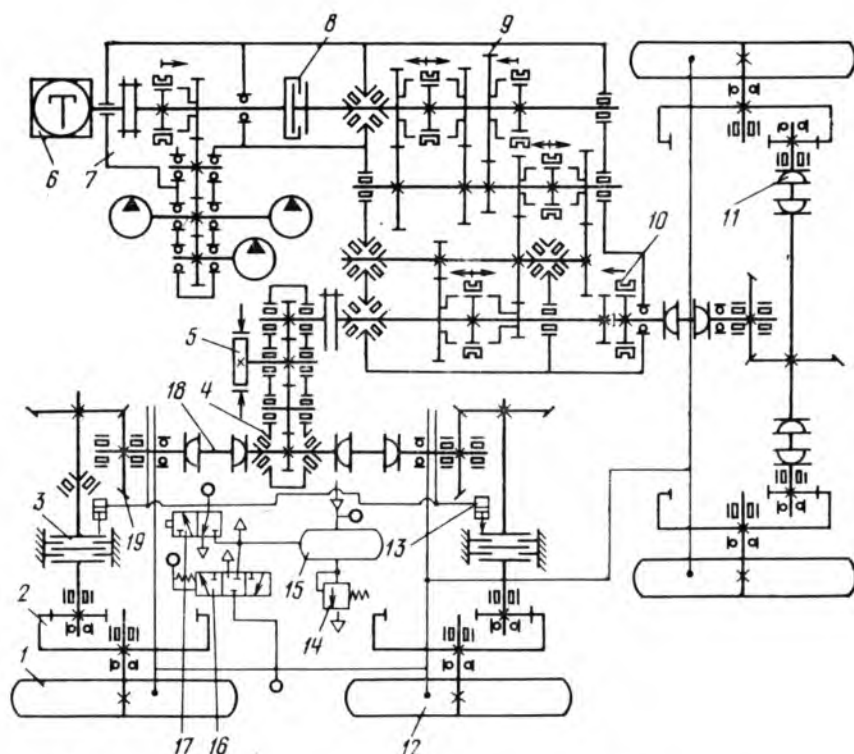


Рис. 92. Кинематическая схема трансмиссии автогрейдера с колесной формулой $1 \times 3 \times 3$ с пневмосистемой:

1 — колеса заднего моста; 2 — редуктор колеса; 3 — колесный многодисковый тормоз; 4 — раздаточный редуктор; 5 — стояночный тормоз; 6 — двигатель; 7 — редуктор отбора мощности; 8 — сцепление; 9 — реверсивная коробка передач; 10 — муфта отключения переднего моста; 11 — карданные шарниры переднего управляемого моста; 12 — колеса среднего моста; 13 — пневмоцилиндр тормоза; 14 — предохранительный клапан; 15 — воздухоотборник; 16 — пневмозолотник подкачки шин; 17 — пневмозолотник тормоза; 18 — карданные валы; 19 — редукторы задних мостов.

Гидрораспределитель 13 рулевого управления воздействует на гидроцилиндр 12 усилителя руля.

На рисунке 92 показаны кинематическая схема механического привода всех колес и трех гидронасосов с реверсивной коробкой передач, а также пневматическая тормозная система и пневмозолотник для подкачки шин.

Кроме цельной основной рамы, в автогрейдерах среднего типа находят применение шарнирно-сочлененные рамы, что увеличивает маневренность автогрейдера и уменьшает радиус поворота до 9 м.

3. Расчет автогрейдеров

Основные параметры и размеры автогрейдеров регламентируются ГОСТ 9420—79 (рис. 93). К ним относятся: масса автогрейдера (m_a), удельная мощность ($N_{уд}$), высота отвала с ножом (H_o), длина отвала без удлинителя (L_o), скорости движения, высота подъема отвала в транспортное положение (h), угол резания ψ , боковой вынос отвала (l), заглубление (опускание) отвала ниже опорной поверхности (h_r).

Кроме параметров, регламентируемых ГОСТ 9420—79, к числу основных относятся: колесная формула; угол для срезания откосов (γ_o) между опорной поверхностью и режущей кромкой отвала, вынесенного за пределы основной рамы и наклоненного так, что один край режущей кромки находится на опорной поверхности, а другой максимально поднят ($\gamma_o = 0 \dots 80^\circ$); угол наклона отвала (γ_1), или угол зарезания,

ния, для транспортного при движении с поднятым отвалом — большие скорости движения и сравнительно малые тяговые усилия.

При рабочем режиме общее тяговое сопротивление (кН):

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 + F_7 + F_8, \quad (263)$$

где $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6, F_7, F_8$ — сопротивление соответственно резанию грунта, трению ножа о грунт, перемещению призмы волочения по грунту, перемещению грунта вдоль отвала, перемещению грунта вверх по отвалу, перемещению автогрейдера на колесах, преодолению уклона пути и разгона автогрейдера до установившейся рабочей скорости; $F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 = F_{\text{коп}}$; $F_6 + F_7 = F_{\text{пер}}$ — соответственно суммарные сопротивления копанью и перемещению.

Сопротивление (кН) резанию грунта:

$$F_1 = k_{\text{рез}} S_c, \quad (264)$$

где $k_{\text{рез}}$ — удельное сопротивление грунта резанию ножом, кН/м²; S_c — проекция площади поперечного сечения стружки грунта на плоскость, перпендикулярную к направлению движения автогрейдера; при угле захвата $\alpha = 90^\circ$, $\alpha < 90^\circ$ и угле зарезания $\gamma_1 = 0$ (отвал горизонтален) соответственно (м²):

$$S_c = L_o h_p; \quad S_c = L_o h_p \sin \alpha, \quad (265)$$

h_p — глубина резания, м.

При резании половиной длины отвала

$$S_c = L_o^2 h_p \sin \alpha \left(4 \sqrt{L_o^2 - 4h_p^2} \right)^{-1}, \quad (266)$$

где все линейные размеры в м.

Сопротивление (кН) трению ножа о грунт:

$$F_2 = R_z f_c, \quad (267)$$

где R_z — вертикальная составляющая суммарного усилия, действующего на нож, зависящая от типа автогрейдера, положения ножа внутри базы, угла захвата и определяемая из общей схемы сил, действующих на автогрейдер. Для ориентировочных предварительных расчетов при колесных схемах $1 \times 2 \times 3$, $1 \times 1 \times 2$, $1 \times 3 \times 3$ для легких автогрейдеров $R_z = 2,5 \dots 40$ кН, средних $R_z = 40 \dots 60$ кН, тяжелых $R_z = 60 \dots 80$ кН; f_c — коэффициент трения стали о грунт.

Сопротивление (кН) перемещению призмы волочения:

$$F_3 \cong G_{\text{пр}} f_r \sin \alpha = L_o (H_o - 0,25h_p)^2 (2k_p \operatorname{tg} \varphi_r)^{-1} f_r \sin \alpha, \quad (268)$$

где $G_{\text{пр}}$ — вес призмы волочения, кН; γ_r — объемный вес грунта, кН/м³; k_p — коэффициент разрыхления грунта; φ_r — угол трения грунта о грунт.

Сопротивления (кН) перемещению грунта вдоль отвала:

$$F_4 = G_{\text{пр}} f_r f_c \cos \alpha, \quad (269)$$

и вверх по нему

$$F_5 = G_{\text{пр}} f_c \cos^2 \psi \sin \alpha, \quad (270)$$

где $G_{\text{пр}} f_r$ — сила трения перемещения призмы волочения, нормальная в плане к отвалу; $G_{\text{пр}} f_r f_c$ — сила трения грунта при движении вдоль отвала.

Общее сопротивление копанью грунта автогрейдером (кН):

$$F_{\text{коп}} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 = k_{\text{коп}} S_c. \quad (271)$$

Сопротивление перемещению автогрейдера (кН):

$$F_{\text{пер}} = F_6 + F_7 = f_0 \Sigma R_i + m_a g \sin \alpha_y \cdot 10^{-3}, \quad (272)$$

где f_0 — суммарный коэффициент сопротивления качению колес; ΣR_i — суммарная нормальная реакция на все колеса, кН; m_a — масса автогрейдера, кг; $g = 9,81$ м/с²; α_y — угол наклона поверхности движения к горизонту.

При $\alpha_y < 10^\circ$

$$F_{\text{пер}} \cong \Sigma R_i (f_0 \pm i); \quad i \cong \operatorname{tg} \alpha_y; \quad (273)$$

при $\alpha_y > 10^\circ$

$$F_{\text{пер}} = \Sigma R_i (f_0 \cos \alpha_y \pm \sin \alpha_y). \quad (274)$$

Соппротивление F_8 (кН) определяют как силу инерции при разгоне:

$$F_8 = (m_a + m_r) v_p t_p^{-1} \cdot 10^{-3}, \quad (275)$$

где $m_a + m_r$ — масса автогрейдера и грунта в призме волочения, кг; v_p — рабочая скорость движения, м/с; t_p — время разгона, с; $t_p = 3 \dots 5$ с.

Сила сцепления автогрейдера (кН):

$$G_{сц} = \varepsilon G_a, \quad (276)$$

где G_a — полный конструктивный вес, кН; $\varepsilon = 1$ в автогрейдерх с колесными схемами $3 \times 3 \times 3$, $1 \times 3 \times 3$, $2 \times 2 \times 2$ и $\varepsilon = 0,7 \dots 0,75$ в автогрейдерх с колесными схемами $1 \times 1 \times 2$ и $1 \times 2 \times 3$; ε характеризует развеску по осям автогрейдера.

Номинальная сила тяги по сцеплению $P_{к.сц}$, соответствующая 20 % коэффициента буксования, при котором тяговая мощность близка к максимальной:

$$P_{к.сц} = (0,70 \dots 0,73) \varphi_{сц} G_{сц}. \quad (277)$$

Условия возможности рабочего движения по сцеплению:

$$P_{к.сц} \geq F. \quad (278)$$

Для условия движения с установившейся рабочей скоростью ($F_8 = 0$) можно определить возможную максимальную площадь сечения вырезаемой стружки S_c (м²) из уравнения:

$$P_{к.сц} - F_{пер} = k_{коп} S_c, \quad (279)$$

где левая часть уравнения представляет свободное тяговое усилие, которое можно использовать непосредственно для копания.

При разработке автогрейдером выемки площадью поперечного сечения S_k (м²) необходимое число проходов z_n можно определить по формуле:

$$z_n = k_c S_k S_c^{-1}, \quad (280)$$

где S_c — по уравнению (265); k_c — коэффициент, учитывающий неравномерность сечения стружки при отдельных проходах; $k_c = 1,30 \dots 1,35$.

При транспортном режиме общее тяговое сопротивление (кН):

$$F = F_6 + F_7 + F_8 + F_9, \quad (281)$$

где F_9 — сопротивление воздуха; F_8 — по формуле (275); $F_6 + F_7$ — по формуле (272).

Соппротивление воздуха (кН):

$$F_9 = 10^3 k_o S_{л} v_t^2 \cdot 3,6^{-2}, \quad (282)$$

где v_t — установившаяся транспортная скорость, км/ч;

$$S_{л} \cong B_{п} H_a; \quad (283)$$

k_o — коэффициент обтекаемости; $k_o = 0,6 \dots 0,7$ Н·с²/м⁴; $S_{л}$ — лобовая площадь, м².

Мощность двигателя. На первой рабочей скорости при режиме максимальной тяговой мощности с учетом коэффициента буксования $\delta = 20$ % двигатель должен работать на режиме максимальной мощности (кВт):

$$N = (0,70 \dots 0,73) \varphi_{сц} \varepsilon f_o G_a v_p^{-1} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot \eta^{-1} k_{вых}^{-1} k_o (1 - 0,01\delta), \quad (284)$$

где G_a в кН; v_p в м/ч; η — общий КПД трансмиссии; $k_{вых}$ — коэффициент выходной мощности двигателя; $k_{вых} = 0,9$; k_o — коэффициент, учитывающий отбор мощности на привод вспомогательных механизмов (подъем отвала и др.); $k_o = 0,75 \dots 0,90$.

Мощность (кВт) при передвижении на максимальной транспортной скорости $v_{тmax}$:

$$N = (f_o G_a + F_9) v_{тmax} \eta^{-1} \cdot 3,6^{-1} \cdot 10^{-3}, \quad (285)$$

где G_a и F_9 в кН; $v_{тmax}$ в м/ч.

По наибольшему значению N [формулы (284) и (285)] с коэффициентом запаса $k_{\text{зап}} = 1,2 \dots 1,4$ подбирают двигатель:

$$N_{\text{дв}} = k_{\text{зап}} N. \quad (286)$$

Внешние силы и реакции, действующие на автогрейдер. Рассмотрим внешние силы и реакции на примере наиболее распространенного автогрейдера с колесной схемой $1 \times 2 \times 3$ при копании грунта (рис. 93, б). На автогрейдер действуют активные силы: G_a — вес автогрейдера (кН), силы тяги на ведущих колесах $P_{\text{к2}}$ и $P_{\text{к3}}$. Реактивные силы — суммарные нормальные составляющие реакции на передние R_1 и задние R_2 и R_3 колеса, суммарные касательные составляющие на те же колеса $f_0 R_1$, $f_0 R_2$ и $f_0 R_3$ (сопротивления движению колес), составляющие реакции, действующие на отвал, R_x , R_y и R_z , боковые горизонтальные реакции F_1 , F_2 , F_3 и F_1 .

При рассмотрении этой системы сил сделаны следующие допущения: пренебрегли смещением реакций R_1 , R_2 и R_3 вследствие деформации шин, то есть $a_1 \approx 0$, $a_2 \approx 0$, $a_3 \approx 0$, так как они малы по сравнению с длиной базы L_a ; реакции $f_0 R_1$, $f_0 R_2$, $f_0 R_3$, F_1 , F_2 и F_3 , силы $P_{\text{к2}}$ и $P_{\text{к3}}$ расположены в одной плоскости на уровне опорной линии колес; составляющие реакций грунта R_x , R_y , R_z приложены к переднему концу отвала параллельно соответствующим осям координат; на режиме максимальной тяговой мощности $P_{\text{к}} = (P_{\text{к2}} + P_{\text{к3}}) 2 = (0,70 \dots 0,73) (R_2 + R_3) \times \times F_{\text{сц}} \times 2$; вертикальные составляющие реакций на правые и левые колеса соответствующих осей равны между собой; $2R_2 + 2R_3 = R_2$, которая приложена на оси подвески заднего балансира по оси автогрейдера, соответственно $2f_0 R_2 + 2f_0 R_3 = f_0 R_2$; общая сила тяги на ведущих колесах $P_{\text{к}} = 2P_{\text{к2}} + 2P_{\text{к3}}$ и приложена по оси автогрейдера; боковые реакции на задние оси $F_2 \approx F_3$ и $F_2 + F_3 = F_1$.

Рассматривая отвал как косой клин, можно найти соотношения между составляющими реакции грунта, действующими на отвал:

$$R_z = x_1 R_x; R_y = x_2 R_x, \quad (287)$$

где x_1 и x_2 определяются по теории косого клина (см. главу VI); в среднем $x_1 = 0,15 \dots 0,20$; $x_2 = 0,3 \dots 0,4$.

Считая, что автогрейдер находится в равновесии под действием системы сил и реакций, показанной на рисунке 93, б, можно найти силы и реакции из шести уравнений равновесия относительно пространственной системы координат $x y z$. Начало координат в точке О.

$$\Sigma x = 0; R_x + 2f_0 R_1 + f_0 R_2 - P_{\text{к}} = 0; \quad (288)$$

$$\Sigma y = 0; R_y + F_3 + F_2 - F_1 = 0; \quad (289)$$

$$\Sigma z = 0; R_z - G_a + 2R_1 + R_2 = 0; \quad (290)$$

$$\Sigma M_x = 0; -R_2 l_4 - 2R_1 (l_4 - 0,5B_{\text{н}}) + G_a l_4 + F_1 h_{\text{г}} - (F_2 + F_3) h_{\text{г}} = 0; \quad (291)$$

$$\Sigma M_y = 0; -R_2 l_1 + 2R_1 l_2 + f_0 R_2 h_{\text{г}} - P_{\text{к}} h_{\text{г}} + 2f_0 R_1 h_{\text{г}} + G_a l_3 = 0; \quad (292)$$

$$\Sigma M_z = 0; -F_1 l_2 - F_1 l_1 + P_{\text{к}} l_4 - f_0 R_2 l_4 - f_0 R_1 (l_4 - 0,5B_{\text{н}}) - - f_0 R_1 (l_4 + 0,5B_{\text{н}}) = 0. \quad (293)$$

Совместным решением уравнений (287) — (293) определяют реакции R_x , R_y , R_z , R_1 , R_2 , F_1 и F_1 .

Возможность реализации тягового усилия $P_{\text{к}}$ проверяют по условию сцепления [формула (277)].

Глава XIV. ГРЕЙДЕР-ЭЛЕВАТОРЫ И СТРУГ-МЕТАТЕЛИ

1. Назначение, принципы работы, область применения и классификация

Грейдер-элеваторы и струг-метатели — машины непрерывного действия, предназначены для послойной срезки грунта с одновременной отсыпкой его в линейные насыпи, отвалы или транспортные средства. Они, используя тяговое усилие, вырезают пассивным рабочим органом стружку грунта определенной формы и перемещают ее на транспортирующий орган (ленточный конвейер или метатель), на котором грунт движется в плоскости, перпендикулярной (или под некоторым углом) к направлению движения машины. Достоинство этих машин — высокая удельная производительность.

Работа по такой схеме позволяет использовать грейдер-элеваторы и струг-метатели для возведения протяженных насыпей из боковых резервов, образования линейных выемок с отсыпкой грунта за их бровки. Поэтому в мелиорации их используют при прокладке каналов в выемке и полувыемке-полунасыпи, для отсыпки подушек каналов, устраиваемых в насыпи, дорожных насыпей и подобных им протяженных линейных сооружений.

Важной особенностью грейдер-элеваторов и струг-метателей и их преимуществом по сравнению с другими землеройно-транспортными машинами является то, что грунт, отделяемый от массива землеройным рабочим органом, непосредственно попадает на транспортирующий орган, перемещающий его в транспортное средство или в отвал. При этом расход энергии на трение грунта о грунт значительно меньше, чем при заполнении ковша скрепера или отвала бульдозера или грейдера.

Ограниченность применения этих машин объясняется тем, что они могут эффективно работать только на равнинной местности, на талых связных грунтах I, II и III категории с каменистыми включениями не более 200 мм, при длине гона не менее 200...500 м. Работа во влажных, липких и сухих песчаных грунтах неэффективна.

Системой машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства предусмотрено всего два типа грейдер-элеваторов: ДЗ-507 полуприцепной к трактору Т-150К и новый к трактору К-701 производительностью соответственно 630 и 1 000 м³/ч. Каждый грейдер-элеватор и струг-метатель имеет базовую машину, раму на пневмоколесном ходу, землеройное рабочее оборудование и транспортирующий орган, установленные на раме.

Грейдер-элеваторы классифицируются по способу агрегатирования с тягово-силовыми (базовыми) машинами, типу землеройного рабочего органа, по типу и расположению транспортирующего органа, типу привода транспортирующего органа.

По способу агрегатирования грейдер-элеваторы делятся на прицепные, полуприцепные, самоходные и навесные.

Прицепные грейдер-элеваторы, имеющие собственное ходовое оборудование, соединяемые дышлом с тяговым трактором и оборудованные собственным двигателем для привода транспортера, очень сложны по конструкции, имеют низкую удельную производительность и поэтому сейчас не изготавливаются и почти не используются.

Полуприцепные грейдер-элеваторы передают часть нагрузки на гусеничный или колесный трактор-тягач, с которым соединяется передний конец основной рамы при помощи седельно-сцепного устройства. Задняя часть рамы опирается на ведомые пневмоколеса задней оси. По полуприцепной схеме выполняют также струг-метатели.

Самоходные грейдер-элеваторы соединяются седельно-сцепным устройством с одноосным колесным тягачом. Задние колеса — ведомые. В конструкциях самоходных грейдер-элеваторов применяют мотор-колеса.

Транспортирующие органы у полуприцепных и самоходных грейдер-элеваторов приводятся посредством передач от двигателя тягача. По металлоемкости, маневренности и удельной производительности полуприцепные и особенно самоходные грейдер-элеваторы значительно (на 30...40 %) превосходят прицепные.

Навесные грейдер-элеваторы выполняют в виде сменного рабочего оборудования к автогрейдерам, которые в настоящее время почти не находят применения и не входят в ГОСТ.

По типу землеройного рабочего органа различают грейдер-элеваторы с дисковым (сферическим) ножом, с системой прямых (плоских) ножей и с ножами, имеющими полукруглую режущую кромку (криволинейные ножевые системы).

По типу транспортирующего органа различают грейдер-элеваторы с ленточными конвейерами и центробежными метателями (последние устанавливаются на струг-метателях).

По расположению транспортирующего органа различают грейдер-элеваторы с поперечным транспортером (перпендикулярным в плане к направлению движения машины), диагональным транспортером (под углом до 30° к направлению движения) и поворотным транспортером. В последние годы практически применяют только поперечный транспортер. В поперечной плоскости отбрасывает грунт и метатель.

По типу привода транспортирующего органа грейдер-элеваторы (не считая прицепных) разделяются на машины с механической трансмиссией, гидроприводом и многомоторным дизель-электрическим приводом.

Предусматриваются следующие основные параметры и размеры грейдер-элеваторов (ГОСТ 7125—76): 5 типоразмеров с технической производительностью не менее 400, 630, 800, 1 000, 1 600 м³/ч, с наибольшей дальностью перемещения грунта в поперечном направлении по горизонтали: для первых двух — 10 м, для третьего и четвертого — 15 м, для пятого — 20 м при наибольшей высоте подачи — от 2,5 до 5,6 м. Не регламентируются типы землеройного и транспортирующего органов, способ агрегатирования и ходовое устройство, а также конструкция машины.

2. Конструктивно-компоновочные схемы грейдер-элеваторов и струг-метателей

Наиболее употребительны полуприцепные и самоходные грейдер-элеваторы, а также струг-метатели. Рассмотрим основные конструктивно-компоновочные схемы машин этого типа.

Полуприцепной грейдер-элеватор с дисковым рабочим органом и поперечным ленточным конвейером передним концом основной рамы 17 (рис. 94) через вертикальный шарнир седельно-сцепного устройства 21 соединяется с трактором-тягачом. В последних конструкциях грейдер-элеваторов седельно-сцепное устройство унифицировано со скрепером ДЗ-87-1 (см. главу XV).

К заднему концу основной рамы 17 приварена балка задней оси ведомых колес 4 и 7. По длине основной рамы установлен ряд кронштейнов для навешивания рабочих органов.

Землеройный рабочий орган — дисковый нож 1, осуществляющий резание грунта и подачу его на ленту конвейера 23, закреплен на плужной раме 2 при помощи кронштейнов и регулируемой упорной тяги. Кронштейны соединены с плужной рамой и при ослаблении фиксирующих болтов позволяют устанавливать дисковый нож на угол резания

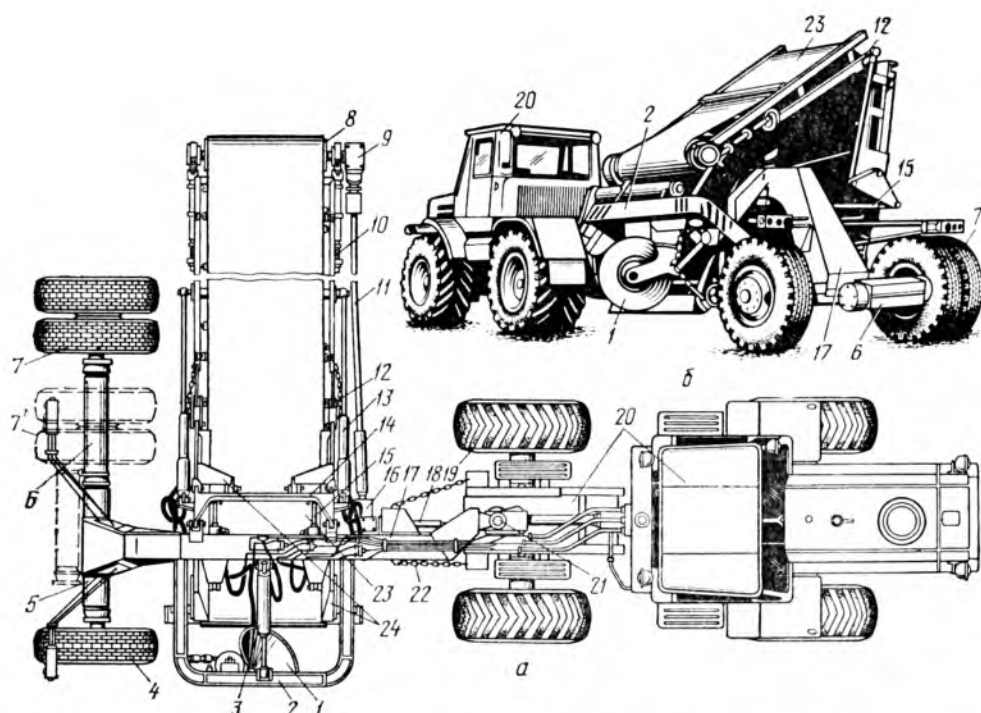


Рис. 94. Полуприцепной грейдер-элеватор с дисковым рабочим органом и поперечным ленточным конвейером:

а — общая конструктивно-компоновочная схема с левосторонним конвейером; *б* — общий вид грейдер-элеватора с правосторонним конвейером в транспортном положении (ДЗ-507); 1 — дисковый нож; 2 — плужная рама; 3 — цилиндр подъема подвески плужной рамы; 4 — одиночное колесо; 5 — балка задней оси; 6 — откидная часть оси; 7, 7' — левое спаренное колесо в рабочем и транспортном положении; 8 — приводной барабан; 9 — редуктор приводного барабана; 10 — натяжное устройство приводного барабана; 11 — карданный вал привода барабана; 12 — шарнир рамы конвейера; 13 — цилиндр подвески конвейера; 14 — рама подвески конвейера; 15 — цилиндр подвески рамы конвейера; 16 — редуктор приводного вала; 17 — основная рама грейдер-элеватора; 18 — вал отбора мощности; 19 — колесо трактора-тягача; 20 — трактор-тягач; 21 — седельно-сцепное устройство; 22 — растяжки; 23 — лента конвейера; 24 — подкосы.

25...40° и угол захвата 40...55°. Нижний кронштейн при снятии крепежных болтов вместе с дисковым ножом может поворачиваться относительно оси. Эти установки дискового ножа позволяют обеспечить нужное положение для резания различных грунтов и передачи грунта на ленту конвейера 23 без потерь, а также равномерный износ дискового ножа по его окружности.

Плужная рама 2 арочного типа, соединена двухшарнирным креплением с основной рамой 17 и может поворачиваться по отношению к ней гидроцилиндром 3 для регулирования глубины копания и подъема в транспортное положение (рис. 94, б).

Ленточный конвейер с лентой 23, складывающийся в шарнирах 12, в средней части подвешен двумя гидроцилиндрами 13 через раму подвески 14, шарнирно соединенную с основной рамой 17 и поворачиваемую двумя гидроцилиндрами 15. Металлоконструкция конвейера соединяется с рамой 14 шарнирно подкосами 24. Две пары регулируемых подкосов 24 соединяют нижнюю часть рамы конвейера с плужной рамой, образуя с ней жесткий шарнирный трехзвенник, позволяющий регулировать и фиксировать взаимное положение нижней части конвейера и дискового ножа, обеспечивая зазор между режущей кромкой 20...25 мм и нужное превышение конвейера по отношению к землеройному рабочему органу.

Лента конвейера натягивается перемещением приводного барабана 8 натяжным винтовым устройством 10. В нижней части конвейера установлен шнек для очистки от налипающего грунта внутренней по-

верхности ленты 23 с цепным приводом от ведомого барабана конвейера.

Конвейер приводится от вала отбора мощности 18 трактора 20 через механическую трансмиссию, состоящую из конического редуктора 16 приводного вала, телескопического карданного вала 11 и конического редуктора 9 приводного барабана 8.

Колесный ход грейдер-элеватора имеет одиночное колесо 4 и сдвоенное колесо 7 со стороны конвейера. Сдвоенное колесо 7 установлено при помощи откидной части оси 6 (оси вставки), которая в рабочем положении крепится к поперечной балке основной рамы вертикальным шарниром и болтами.

В транспортном положении болты снимаются, откидная часть оси поворачивается вокруг шарнира на 180° и сдвоенные колеса 7 устанавливаются в положение транспортной колеи, а конвейер складывается в шарнирах 12 (рис. 94, б) гидроцилиндрами 13 (рис. 94, а) и фиксируется винтовыми тягами.

Самоходный грейдер-элеватор с полукруглой режущей кромкой и поперечным ленточным конвейером является перспективной конструкцией, отличающейся большими маневренностью и удельной производительностью, не требующей специальной регулировки и установки землеройного рабочего органа.

Такие машины проектируются на длину подачи грунта до 20 м и будут выпускаться на базе одноосного тягача БелАЗ-531. Принципиальная конструктивно-компоновочная схема (рис. 95) самоходного грейдер-элеватора предусматривает соединение переднего конца основной рамы 2 с одноосным тягачом при посредстве седельно-цепного устройства 16 с рычагами механизма поворота 15 и гидроцилиндрами

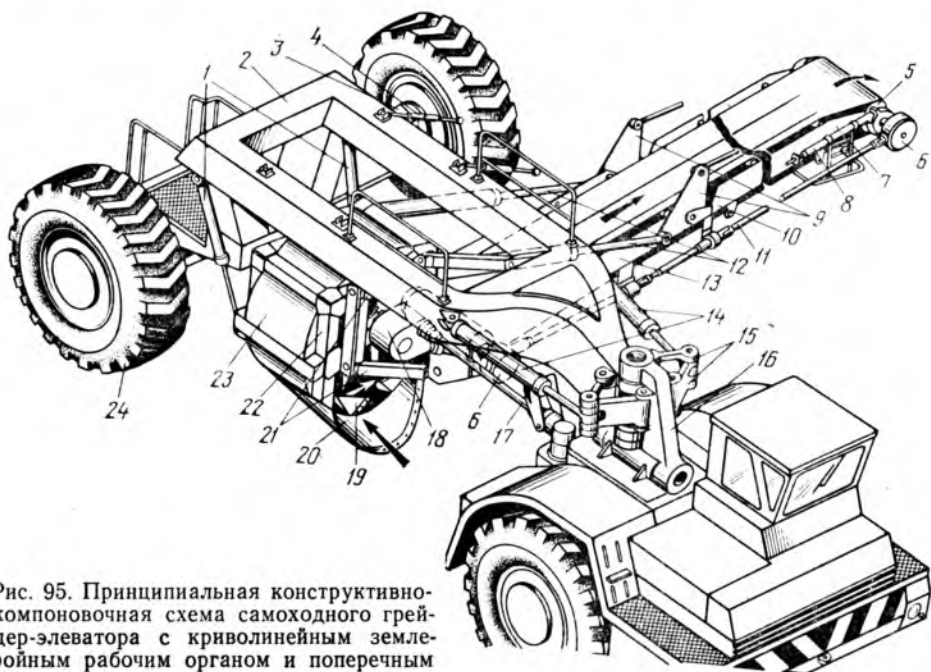


Рис. 95. Принципиальная конструктивно-компоновочная схема самоходного грейдер-элеватора с криволинейным землеройным рабочим органом и поперечным конвейером:

1 — цилиндры подвески рамы рабочих органов; 2 — основная рама грейдер-элеватора; 3 — задняя раздвижная ось; 4 — тяги подвески конвейера; 5 — верхний ведущий барабан; 6 — редуктор привода верхнего барабана; 7 — верхняя секция конвейера; 8 — механизм натяжения ленты; 9 — рычаги складывания конвейера; 10 — средняя секция конвейера; 11 — карданный вал привода верхнего барабана; 12 — гидроцилиндры подвески и складывания конвейера; 13 — нижняя секция конвейера; 14 — гидроцилиндры механизма поворота грейдер-элеватора; 15 — рычаги механизма поворота; 16 — седельно-цепное устройство; 17 — вал привода конвейера; 18 — редуктор привода питателя и конвейера; 19 — лопастный ротационный питатель; 20 — ножевая система (землеройный рабочий орган); 21 — рычаги подвески рабочего органа; 22 — рама рабочего органа; 23 — кожух питателя; 24 — задние ведомые колеса.

14, аналогичного самоходному скреперу (см. главу XV) и допускающего поворот тягача в горизонтальной плоскости на $\pm 60^\circ$ и в вертикальной плоскости на $\pm 15^\circ$.

Задний конец рамы 2 опирается на поперечную балку осей задних ведомых колес 24.

С правой стороны под основной рамой 2 на рычагах 21 параллелограммной подвески подвешена рама 22 рабочего органа с землеройным рабочим органом 20 (нож с криволинейной режущей кромкой). С рамой 22 жестко соединен кожух 23 лопастного ротационного питателя 19, и с левой стороны шарнирно связана нижняя секция 13 конвейера. Рабочий орган 20 с питателем 19 и нижней частью конвейера 13 поднимаются и опускаются на рычагах 21 параллелограммной подвески при помощи гидроцилиндров 1 подвески рамы рабочих органов. Благодаря параллелограммной подвеске угол резания и углы рабочих органов по отношению к раме 2 остаются постоянными независимо от глубины резания рабочего органа.

Во время рабочего хода в результате тягового усилия одноосного тягача землеройный рабочий орган 20 вырезает стружку грунта сегментного сечения. Грунт попадает на лопасти питателя, которые перемещают его на ленту нижней секции конвейера 13. Конвейер, подвешенный к раме рабочего органа 22 двумя гидроцилиндрами 12, перемещает грунт в отвал или в транспортные средства.

В транспортном положении гидроцилиндры 12 при помощи рычагов 9 складывают конвейер, поворачивая верхнюю 7 и среднюю 10 его части вокруг шарниров. Затем конвейер закрепляется на раме 2 винтовыми тягами 4.

Питатель и конвейер приводятся от трансмиссии тягача через угловой редуктор, вал привода 17, редуктор 18 привода питателя и конвейера, четыре телескопических карданных вала 11 и два редуктора 6 привода верхнего ведущего барабана 5.

Управление гидросистемой дистанционное, электрическое, из кабины тягача.

Струг-метатель представляет специальный тип полуприцепного грейдер-элеватора, осуществляющего направленную транспортировку грунта метанием благодаря центробежной силе.

Поворотная рама 11 (рис. 96, а) струг-метателя соединяется вертикальным шарниром с упряжной рамой 12, охватывающей сзади трактор тягового класса 6...15. Трактор создает тяговое усилие, необходимое для вырезания стружки грунта I—III категории большой площади, и через вертикальный шарнир воспринимает вертикальную нагрузку от резания грунта и часть силы тяжести струг-метателя. Струг-метатель может поворачиваться по отношению к упряжной раме 12 вокруг оси вертикального шарнира.

Рабочие органы струг-метателя — ножевая система 14 и ротор-метатель 6 с подвижными кожухами. Они смонтированы на раме рабочего органа 8, которая шарнирами соединяется с поворотной рамой 11. Угол между рамами 8 и 11 фиксируется гидроцилиндрами 10 подъема рабочего органа, которыми регулируется также подъем и опускание рабочего органа, глубина резания грунта.

К передней части рамы 8, ее нижней подножевой плите крепится землеройный рабочий орган — ножевая система 14, состоящая из средней части с криволинейной режущей кромкой и боковых откосников. Весь режущий периметр оборудован сменными секционными ножами 13. Общая ширина захвата ножевой системы достигает 1,0...1,5 м. Грунт, вырезанный ножами, попадает внутрь ротора-метателя 6, состоящего из двух кольцевых ободов, соединенных плоскими перемычками, и вращающегося на валу 21.

Снаружи к ротору-метателю примыкают подвижные кожухи, представляющие транспортерные ленты с установленными на раме верх-

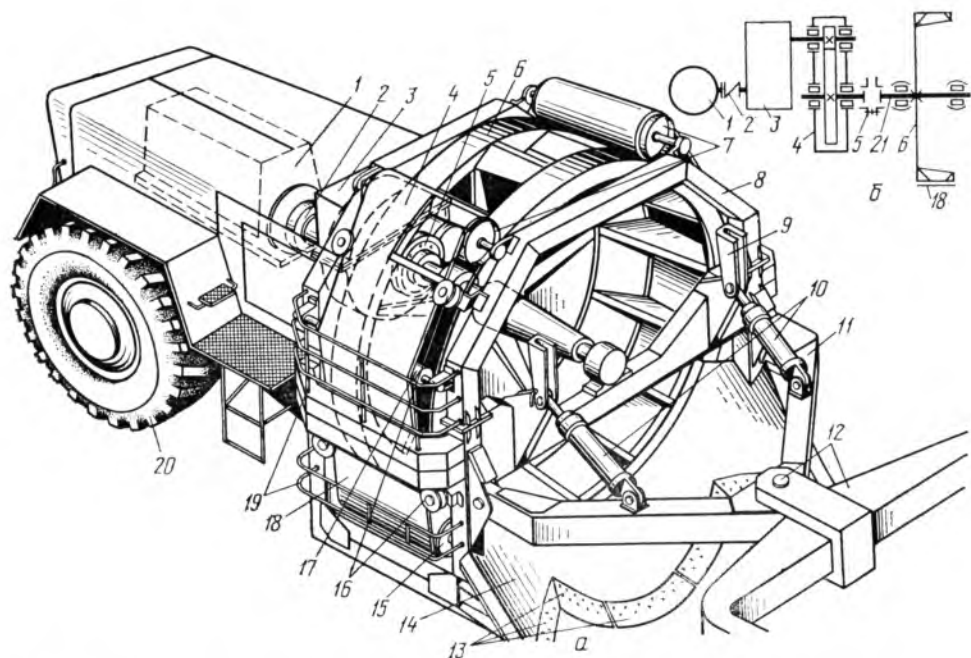


Рис. 96. Принципиальная конструктивно-компоновочная схема струг-метателя:

a — общий вид (без тягача); *б* — кинематическая схема привода метателя; 1 — двигатель привода метателя; 2 — упругая муфта; 3 — коробка передач; 4 — редуктор метателя; 5 — предохранительная муфта; 6 — ротор-метатель; 7 — верхние барабаны подвижного кожуха метателя; 8 — рама рабочего органа; 9 — фиксаторы транспортного положения; 10 — цилиндры подъема рабочего органа; 11 — поворотная рама; 12 — упряжная рама (дышло) с вертикальным шарниром; 13 — ножи режущего органа; 14 — ножевая система в сборе; 15 — нижний барабан подвижного кожуха метателя; 16 — направляющие ролики; 17 — отклоняющий ролик; 18 — лента кожуха метателя; 19 — ограждение ленты; 20 — задние ведомые колеса; 21 — вал привода метателя.

ними 7, нижними 15 барабанами и отклоняющими роликами 17. От бокового смещения лента фиксируется расположенными по обе стороны ее направляющими роликами 16.

Лента 18 подвижного кожуха вращается вместе с ротором 6 под действием сил трения. Центробежная сила при вращении ротора прижимает попавший в метатель грунт к ленте кожуха. Там, где лента, огибая верхний барабан 7, отходит от кожуха, центробежная сила выбрасывает грунт за пределы ротора. В результате совместного действия касательных сил инерции и центробежной силы грунт выбрасывается достаточно компактной струей, направление которой зависит от положения барабанов 7, а дальность — от окружной скорости вращения ротора и ее направления.

Ротор (рис. 96, б) метателя 6 приводится от двигателя 1, расположенного в задней части струг-метателя над задней осью ведомых колес 20. От двигателя 1 через упругую муфту 2, коробку передач 3 с реверсом, позволяющую изменять скорость и направление вращения, одноступенчатый редуктор 4 и предохранительную муфту 5 вращение передается валу 21, на котором закреплен ротор-метатель 6.

Струг-метатели отличаются от грейдер-элеваторов с поперечным конвейером большей производительностью (до 1500 м³/ч) и дальностью отбрасывания грунта (до 25...30 м).

В перспективе намечается увеличение производительности полуприцепных грейдер-элеваторов до 1000 м³/ч путем применения тракторов большей единичной мощности, а также развитие конструкции самоходных грейдер-элеваторов и струг-метателей, что позволит увеличить производительность до 1500...2000 м³/ч.

3. Расчет грейдер-элеваторов

Выбор основных параметров рассмотрим применительно к наиболее распространенному землеройному рабочему органу — дисковому (сферическому) ножу.

К основным параметрам относятся размеры и углы установки дискового ножа, вылет и высота установки конвейера. Дисковые ножи имеют $d_n = 60 \dots 120$ см. Для конкретного случая диаметр (м) рассчитывают по формуле:

$$d_n = \sqrt[3]{5P_0 k_n^{-1} v_d^{-1}}, \quad (294)$$

где P_0 — теоретическая производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$ [см. формулу (302)]; k_n — коэффициент, учитывающий потери грунта при подаче дисковым ножом на конвейер; $k_n = 0,85 \dots 0,95$; v_d — действительная скорость движения, $\text{м}/\text{ч}$.

Дисковый нож вогнут по сфере, и его режущая кромка образуется конусной заточкой.

Радиус кривизны ножа:

$$r = (0,85 \dots 1,0) d_n \quad (295)$$

и может быть определен из соотношения:

$$\sin(0,5\omega) = 0,5d_n r^{-1}. \quad (296)$$

С увеличением радиуса кривизны r энергоемкость снижается, но ухудшается подача грунта на конвейер.

Дисковый нож устанавливается под углом $\psi' = 45 \dots 70^\circ$ к горизонтальной поверхности и углом захвата $\alpha = 35 \dots 55^\circ$, в зависимости от свойств грунта. Угол резания в вертикальной плоскости AA

$$\psi = \psi' + \beta - 0,5\omega, \quad (297)$$

где ψ' — угол установки (рис. 97); β — угол заострения.

Задний угол дискового ножа $\gamma_3 = 3^\circ$, угол заострения $\beta = 15 \dots 20^\circ$.

Для глинистых, суглинистых, супесчаных и песчаных грунтов соответственно оптимальные значения $\psi = 40, 50, 55, 60^\circ$ и $\alpha = 40, 45, 50$ и 55° .

Задний угол дискового ножа в плоскости горизонтального диаметра $\gamma' = \psi'' - 0,5\omega$, где ψ'' — угол между рабочей плоскостью дискового ножа и вертикальной плоскостью, параллельной плоскости движения.

Дисковый нож должен заглубляться на $(0,4 \dots 0,5) d_n$.

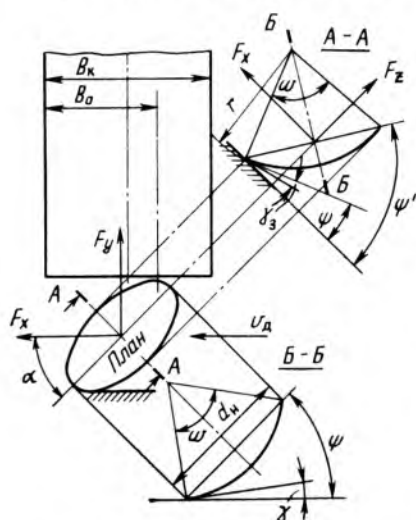


Рис. 97. Схема основных параметров дискового сферического ножа.

Площадь сечения срезаемой стружки (м^2):

$$S = \frac{\pi d_n^2}{8} \sin \psi \sin \alpha = (0,15 \dots 0,3) d_n^2, \quad (298)$$

в среднем $S = 0,2 d_n^2$.

Указанные параметры ножа обеспечивают минимальные удельные сопротивления при вырезании стружки грунта. Минимальные потери грунта при подаче его с дискового ножа на ленту конвейера шириной b_k получаются при расстоянии дискового ножа от ленты $l_d = 0,03 \dots 0,06$ м и $b_0 = 2/3 b_k$ (рис. 97). В этом случае при $v_p = 2 \dots 3$ км/ч грунт будет попадать в середину ленты.

Диаметр ножа, производительность грейдер-элеватора и размеры конвейера уточняются при тяговом ра-

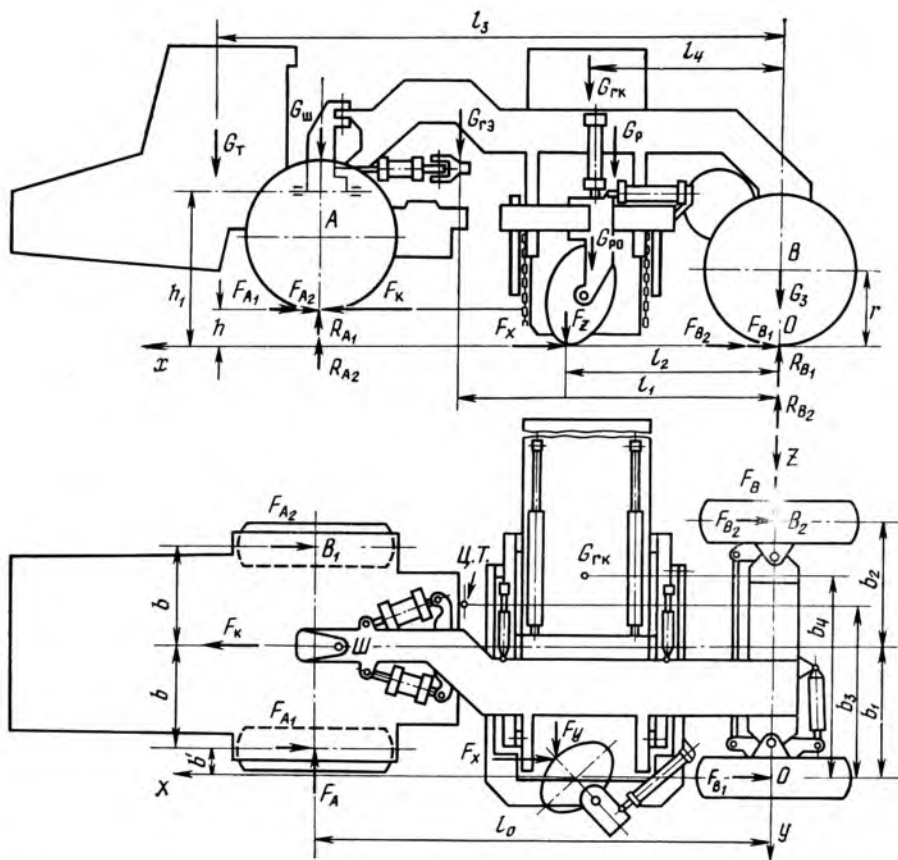


Рис. 98. Схема внешних сил и реакций, действующих на самоходный грейдер-элеватор с дисковым сферическим ножом и поперечным конвейером.

счете в соответствии с режимом максимальной тяговой мощности тягача.

Тяговый расчет полуприцепного и самоходного грейдер-элеваторов выполняется аналогично. Цель тягового расчета — определение основных параметров, соответствующих режиму максимальной мощности тягача, который выбирается заранее.

Общее тяговое сопротивление грейдер-элеватора (кН)

$$F = F_{гз} + F_p, \quad (299)$$

где $F_{гз}$, F_p — соответственно тяговые сопротивления на перемещение грейдер-элеватора с тягачом и грунтом на конвейере и резание грунта (сопротивлением трения грунта о землеройный рабочий орган и при переходе на конвейер вследствие малости пренебрегаем).

Для самоходного и полуприцепного грейдер-элеватора тяговое сопротивление на перемещение (кН):

$$F_{гз} = (G \pm F_z)(f_0 \pm i) = [(G_T + G_{гз} + G_{гк}) \pm F_z](f_0 \pm i), \quad (300)$$

где G — суммарная сила тяжести грейдер-элеватора с грунтом, кН; G_T , $G_{гз}$, $G_{гк}$ — соответственно силы тяжести тягача, грейдер-элеватора и грунта на конвейере, кН; так как на данном этапе расчета размеры конвейера и толщина слоя грунта на ленте неизвестны, то предварительно можно принять $G_{гз} + G_{гк} \approx G_T$ для самоходного грейдер-элеватора, $G_{гз} + G_{гк} \approx (0,6...0,7) G_T$ для полуприцепного грейдер-элеватора; F_z — вертикальная составляющая реакции грунта на рабочий орган; $F_z = (0,3...0,4) F_x$ (рис. 97); $F_x = F_p = k_1 S$ — составляющая реакции грунта в плоскости движения, кН; k_1 — коэффициент удельного сопротивления грунта резанию дисковым сферическим ножом, кН/м²; $k_1 = 100$ кН/м² для грунтов I категории; $k_1 = 110...130$ кН/м² для грунтов II категории; $k_1 = 140...170$ кН/м² для грунтов III категории; S — по формуле (298), м²; f_0 — коэффициент сопротивления качению колес; $f_0 = 0,1$ при движении по свежесрезанному грунту; $f_0 = 0,2$ при движении по рыхлому грунту; i — уклон поверхности движения.

При непрерывном резании грунта грейдер-элеватором максимальная производительность получится при работе тягача на режиме максимальной тяговой мощности. За расчетную силу тяги следует принимать максимальную силу тяги по сцеплению с учетом буксования (кН):

$$F_k = (0,70 \dots 0,73) \varphi_{сц} R_1, \quad (301)$$

где $\varphi_{сц}$ — коэффициент сцепления; R_1 — реакция на ведущую ось тягача (рис. 98).

Приравняв $F = F_k$, уточняют возможную площадь проекции сечения стружки S в условиях максимальной тяговой мощности и по действительному значению устанавливают теоретическую производительность грейдер-элеватора ($\text{м}^3/\text{ч}$) в плотном теле:

$$P_0 = S v_d = S v_p (1 - 0,01\delta), \quad (302)$$

где S в м^2 ; v_d , v_p — действительная и расчетная рабочие скорости движения грейдер-элеватора, $\text{м}/\text{ч}$; δ — коэффициент буксования колесного движителя при работе одноосного тягача на режиме максимальной тяговой мощности, %; $\delta = 20$ %.

По значению P_0 уточняют диаметр дискового ножа [формула (297)].

Производительность конвейера ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$P_k = P_0 k_p, \quad (303)$$

где k_p — коэффициент разрыхления; P_0 определяют при минимальном расчетном коэффициенте удельного сопротивления грунта резанию $k = 100 \text{ кН}/\text{м}^2$, чтобы получить максимальную производительность конвейера.

На участке установившегося движения производительность конвейера ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$P_k = 3,6 \cdot 10^3 S_k v_k c_k = 3,6 \cdot 10^3 x' b_l^2 v_k c_k, \quad (304)$$

где S_k — площадь поперечного сечения грунта на ленте, м^2 ; v_k — скорость ленты транспортера, $\text{м}/\text{с}$; $v_k = 2,2 \dots 3,6 \text{ м}/\text{с}$; c_k — коэффициент, учитывающий влияние угла подъема конвейера на его производительность:

α_k , град	3	4	8	12	16	20	22	24
c_k . . .	1,00	0,99	0,97	0,93	0,89	0,81	0,76	0,71

x' — коэффициент, учитывающий форму ленты; $x' = 0,0416$ для плоской ленты; $x' = 0,0833$ для желобчатой ленты; b_l — ширина ленты конвейера, м ; по ГОСТ 20—62 $b_l = 0,3; 0,4; 0,5; 0,65; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0 \text{ м}$.

Сила тяжести грунта на конвейере (кН):

$$G_{гк} = P_k \gamma_g L v_k^{-1} 3,6^{-1} \cdot 10^{-6}, \quad (305)$$

где P_k в $\text{м}^3/\text{ч}$; γ_g — удельный вес грунта нарушенной структуры, $\text{Н}/\text{м}^3$; v_k в $\text{м}/\text{с}$; L — длина ленточного конвейера, м .

Баланс мощности полуприцепного или самоходного однодвигательного грейдер-элеватора с электроприводом конвейера и гидронасосов определяется по формуле (кВт):

$$N = N_p \eta_1^{-1} + (N_k + N_{оч} + N_{нас}) \eta_2^{-1}, \quad (306)$$

где N_p , N_k , $N_{оч}$, $N_{нас}$ — соответственно мощности, необходимые для передвижения грейдер-элеватора с рабочей скоростью, привода ленточного конвейера, очистителя ленты и гидравлических насосов управления плужной балкой с рабочим органом; η_1 — КПД привода движителя; $\eta_1 = 0,80 \dots 0,85$; η_2 — КПД генератора и электродвигателей; $\eta_2 = 0,75 \dots 0,85$.

Мощность (кВт) для передвижения грейдер-элеватора:

$$N_p = 3,6^{-1} \cdot 10^{-3} F v_p, \quad (307)$$

где F в кН; v_p в $\text{м}/\text{ч}$.

Мощность (кВт) для привода конвейера:

$$N_k = P_k \gamma_g (l_k f_l + h_k + 0,5 v_k^2 g^{-1}) 3,6^{-1} \cdot 10^{-6} \eta_3^{-1}, \quad (308)$$

где P_k в $\text{м}^3/\text{ч}$; γ_r в $\text{Н}/\text{м}^3$; l_k — проекция длины ленточного конвейера на горизонтальное направление, м; h_k — разность высот уровней концевых барабанов конвейера, м; $h_k = 2,5 \dots 5,6$ м; f_d — коэффициент сопротивления движению ленты транспортера на горизонтальном участке; $f_d = 0,04 \dots 0,06$; v_d в м/с; $g = 9,81$ м/с²; η_3 — КПД привода транспортера; $\eta_3 = 0,85$.

Для очистителя ленты $N_{oc} = 0,8 \dots 1,5$ кВт.

Мощность (кВт) для привода гидравлических насосов:

$$N_{\text{нас}} = G_p v_{\text{под}} \eta_4^{-1},$$

где G_p — сила тяжести плужной балки с рабочим органом, кН; $v_{\text{под}}$ — скорость подъема, м/с; $v_{\text{под}} = 0,1 \dots 0,2$ м/с; η_4 — суммарный КПД гидропривода; $\eta_4 = 0,7 \dots 0,8$.

Эксплуатационная производительность грейдер-элеватора при отсыпке насыпей из двухсторонних резервов ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$P_9 = \frac{SL_{yc} k_n k_b}{\frac{L_{yc}}{v_d} + \frac{t_n + t_{пов}}{60}} = SL_{yc} v_{d.ср} k_n k_b, \quad (309)$$

где S в м^2 ; v_d в м/ч; k_n — коэффициент, учитывающий потери грунта при подаче его на транспортер; $k_n = 0,85$ для сухих несвязных грунтов; $k_n = 0,95$ для влажных связных грунтов; k_b — коэффициент использования рабочего времени; $k_b = 0,85 \dots 0,90$; L_{yc} — длина обрабатываемого участка, м; t_n — время на переключение передач и управление рабочим органом, мин; $t_n = 0,3$ мин; $t_{пов}$ — время, затрачиваемое на поворот в конце гона, мин; $t_{пов} = 1,0$ мин; $v_{d.ср}$ — действительная средняя скорость движения грейдер-элеватора, м/ч;

$$v_{d.ср} = \frac{L_{yc}}{\frac{L_{yc}}{v_d} + \frac{t_n + t_{пов}}{60}}. \quad (310)$$

При отсыпке насыпи из одностороннего резерва, когда дополнительно затрачивается время на холостой ход, действительная средняя скорость движения (м/ч):

$$v_{d.ср} = \frac{L_{yc}}{\frac{L_{yc}}{v_d} + \frac{L_{yc}}{v'_d} + \frac{2(t_n + t_{пов})}{60}}, \quad (311)$$

где v'_d — действительная скорость движения при обратном холостом пробеге, м/ч; $v'_d = 5\,000 \dots 8\,000$ м/ч.

На самоходный грейдер-элеватор в рабочем положении (рис. 98) действуют активные и реактивные силы.

К активным силам относятся тяговое усилие на ведущих колесах F_k [формула (301)] и сила тяжести:

$$G = G_r + G_{ro} + G_{rk} = G_r + G_p + G_{po} + G_k + G_a + G_{ш} + G_{rk}, \quad (312)$$

где G_r , G_{ro} , G_k , G_a , $G_{ш}$ — соответственно силы тяжести основной рамы, плужной рамы с кронштейнами и дисковым ножом, конвейера, заднего моста с колесами и седельно-сцепного устройства.

Общая точка центра тяжести определяется по правилам статики, как точка приложения G_{r9} .

К реактивным силам относятся реакция грунта на дисковый нож F и на колеса. Реакция F имеет три составляющие: продольную F_x , поперечную F_y и вертикальную F_z . Соотношение этих составляющих реакции F зависит от углов установки ножа и в среднем равно:

$$F_y = (0,2 \dots 0,3) F_x; \quad F_z = (0,3 \dots 0,4) F_x. \quad (313)$$

Вследствие несимметричного приложения внешних нагрузок (реакций на нож и силы тяжести конвейера с грунтом) реакции на правые и левые колеса не равны между собой. Составляющие реакции на передние колеса вертикальные: R_{A_1} и R_{A_2} (рис. 98), горизонтальные:

$$F_{A_1} = R_{A_1} f_0; \quad F_{A_2} = R_{A_2} f_0. \quad (314)$$

Составляющие реакции на задние ведомые колеса вертикальные: R_{B_1} и R_{B_2} , горизонтальные: $F_{B_1} = R_{B_1} f_0$, $F_{B_2} = R_{B_2} f_0$.

Дополнительными моментами сопротивления вращению колес, вызванным смещением R_{A_1} , R_{A_2} , R_{B_1} и R_{B_2} от оси колеса вследствие деформации шин, можно пренебречь, перенося указанные реакции в вертикальную плоскость, проходящую через ось колеса (возникающая при этом ошибка в 5...6 % вполне допустима при практических расчетах).

На колеса действуют также горизонтальные боковые реакции, которые складываются вдоль передней оси F_A и задней оси F_B (рис. 98). Они приложены в средних точках контакта колеса с грунтом.

В общем виде уравнения равновесия грейдер-элеватора, когда нож коснулся препятствия в нижней точке, будут иметь вид (начало координат в точке O контакта левого заднего колеса):

$$\left. \begin{aligned} \Sigma x &= F_K - F_x - F_{A_1} - F_{A_2} - F_{B_1} - F_{B_2} = 0; \\ \Sigma y &= F_y - F_A + F_B = 0; \\ \Sigma z &= G_T + G_{гэ} + G_{гк} - R_{A_2} - R_{A_1} - R_{B_1} - R_{B_2} = 0; \\ \Sigma M_x &= -G_{гэ} b_3 + R_{A_1} b' + R_{A_2} (2b + b') + R_{B_2} (b_1 + b_2) - F_A h - \\ &\quad - G_{гк} b_4 - G_T (b + b') = 0; \\ \Sigma M_y &= -G_{гэ} l_1 - F_z l_2 + (R_{A_1} + R_{A_2}) l_0 + (F_{A_1} + F_{A_2}) h - F_K h - \\ &\quad - G_T l_3 - G_{гк} l_4 = 0; \\ \Sigma M_z &= F_K b_1 + F_y l_2 - F_{A_1} b' - F_{A_2} (2b + b') - F_{B_2} (b_1 + b_2) - \\ &\quad - F_A l_0 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (315)$$

Совместным решением уравнений (313), (314), (315) определяются все неизвестные реакции.

Глава XV. СКРЕПЕРЫ

1. Назначение, классификация и принципы работы

Скрепером называется землеройно-транспортная машина с ковшовым рабочим органом, предназначенная для послойного резания грунта с одновременным заполнением ковша, транспортирования его к месту отвала, отсыпки (с частичным разравниванием и уплотнением) слоями определенной толщины. Скрепер является машиной циклического действия. Все операции цикла выполняются во время движения скрепера с переменной скоростью, обусловливаемой изменением сопротивления движению машины.

В мелиорации скреперы используют для разработки (выше уровня грунтовых вод) грунтов I—II категории (III—IV категории с предварительным разрыхлением) при строительстве оросительных каналов, в выемке, полунасыпи, при отсыпке подушек каналов, устраиваемых в насыпи, строительстве дорог, земляных плотин и дамб обвалования сухим способом, предварительной планировке орошаемых площадей, устройстве трасс каналов и других мелиоративных сооружений.

Современные скреперы можно классифицировать по способу передвижения, передачи тягового усилия, числу осей, способу загрузки и разгрузки ковша, по системе управления и другим признакам. Все современные скреперы имеют пневмоколесный ход.

По способу агрегатирования все скреперы делятся на прицепные (рис. 99, а, б, в), полуприцепные (рис. 99, г) и самоходные (рис. 99, д, е, ж), а по числу осей — на одноосные (рис. 99, б, г) и двухосные (рис. 99, а, в, д, е, ж).

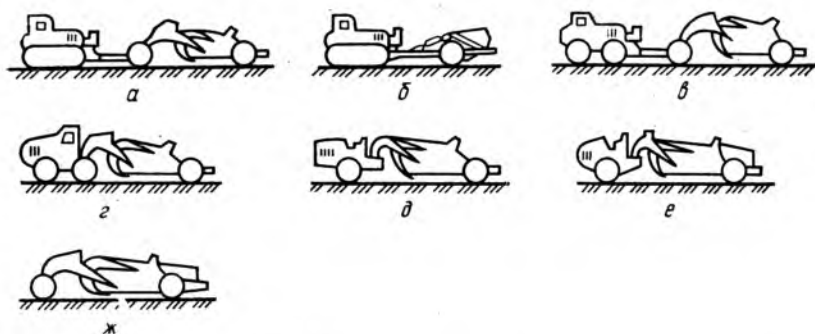


Рис. 99. Общие схемы скреперов:

а — двухосный прицепной; б — одноосный прицепной к гусеничному тягачу; в — двухосный прицепной к колесному тягачу; г — полуприцепной к двухосному колесному тягачу; д — самоходный с одноосным колесным одномоторным тягачом; е — самоходный на базе одноосного тягача с задним двигателем (двухмоторный); ж — самоходный с мотор-колесами.

Вместимость ковша прицепных скреперов по типоразмерам, установленным ГОСТ 5738—73, составляет соответственно 3, 4, 5, 8, 10, 15, 25 м³. Максимальное заглубление в зависимости от вместимости ковша 100...250 мм. Толщина слоя отсыпки 300...550 мм.

Полуприцепные скреперы (рис. 99, г) отличаются тем, что часть нагрузки передается на задние ведомые колеса, а часть — на заднюю ведущую ось двухосного колесного тягача, преимущественно шарнирно-сочлененного трактора.

Самоходные скреперы (по ГОСТ 10055—75) имеют одноосный (рис. 99, д) тягач и скреперное оборудование с задними ведомыми колесами. Этот тип скрепера может быть назван одномоторным. Геометрическая вместимость ковша по типоразмерам, установленным ГОСТ 10055—75, составляет соответственно 8, 10, 15, 25, 40 м³ при максимальной скорости не менее 50 км/ч. Заглубление 150...300 мм, дорожный просвет под ножом в транспортном положении не менее 400...600 мм. К самоходным скреперам относятся также скреперы на базе одноосного тягача с задним двигателем для привода задних колес (рис. 99, е) — двухмоторные, у которых вся нагрузка передается через ведущие колеса, а также скреперы с электрическими или гидравлическими двигателями на каждое колесо (мотор-колесами, рис. 99, ж), что значительно увеличивает тягово-сцепные качества.

У самоходного скрепера тягач и скрепер представляют единую машину.

Так как в среднем наибольшие скорости гусеничных тракторов составляют 8...11 км/ч, двухосных колесных тягачей — 35...45 км/ч, одноосных тягачей 45...60 км/ч, то в зависимости от условий набора грунта, рельефа пути возки грунта, вместимости, дальности возки и других условий применяют различные типы прицепных и самоходных скреперов.

По схеме подвески ковша скреперы подразделяются на скреперы рамной конструкции, у которых ковш шарнирно установлен в основной раме, и скреперы безрамной конструкции, у которых ковш служит рамой и его вес передается непосредственно на ось (к последнему типу принадлежит большинство современных скреперов).

По способу загрузки скреперы делятся на две группы: скреперы, у которых ковш загружается под действием движущего (тягового) усилия (рис. 99) и принудительно с помощью элеватора, снижающего сопротивление наполнению на 20...25 % (рис. 100, в). Большинство современных скреперов принадлежит к первой группе, несмотря на значительное сопротивление заполнению ковша.

У скреперов с загрузкой под действием тягового усилия процесс заполнения ковша грунтом разделяется в основном на три фазы, каждая

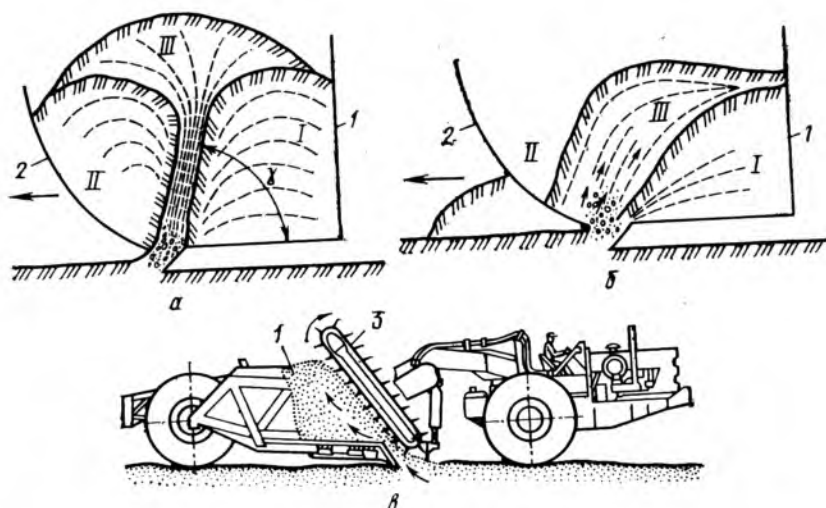


Рис. 100. Этапы заполнения ковша скрепера грунтом:

а — путем тягового усилия на связных грунтах; *б* — путем тягового усилия на несвязных грунтах; *в* — схема работы скрепера с элеваторной загрузкой; *I, II, III* — последовательные фазы заполнения; *1* — ковш; *2* — передняя заслонка; *3* — скребковый элеватор.

из которых, в свою очередь, разделяется на отдельные этапы (рис. 100, *а, б*). При разработке пластичного (связного) грунта слой грунта, срезаемый ножом, вначале (фаза *I*) под действием сопротивления стружки сжатию заполняет ковш, двигаясь обратно направлению движения скрепера, поднимаясь по направлению к задней стенке, пока угол подъема не достигнет $75...85^\circ$. При дальнейшем заполнении грунт начинает перемещаться вперед (фаза *II*), заполняет переднюю заслонку. После этого грунт начинает пробиваться вверх (фаза *III*), благодаря чему на поверхности образуется как бы кипение (фонтанирование) грунта, соответствующее моменту полного заполнения ковша.

При разработке несвязных грунтов компактной стружки не получается, так как вследствие малого сопротивления сжатию грунт рассыпается, образуя перед передней заслонкой призму волочения. Угол подъема грунта почти в 2 раза меньше, чем при заполнении связных грунтов.

Так как наибольшее сопротивление движению имеет место в момент наполнения ковша, то для увеличения коэффициента наполнения в месте набора грунта работает толкач на базе бульдозера, который последовательно подталкивает скреперы в момент загрузки, упираясь отвалом или специальным толкающим брусом в задний упор скрепера до момента окончания заполнения ковша. Это позволяет увеличить толщину стружки и уменьшить длину пути набора грунта.

У скреперов с принудительной элеваторной загрузкой (рис. 100, *в*) сопротивление грунта резанию преодолевается силой тяги; активный рабочий орган — скребковый (шнековый, дисковый и др.) элеватор подает грунт в ковш, что позволяет значительно увеличить наполнение ковша.

По способу разгрузки скреперы бывают со свободной разгрузкой вперед (рис. 101, *а*) или назад (рис. 101, *б*), с принудительной (рис. 101, *в*) или полупринудительной (рис. 101, *г*) вперед (через нож) или щелевой (рис. 101, *д*) через дно.

Свободная разгрузка требует наклона ковша на угол, превышающий угол трения грунта о днище, с одновременным открытием передней *1* или задней *4* заслонки (рис. 101, *а, б*). Поэтому свободная разгрузка применяется только в прицепных скреперах с ковшом вместимо-

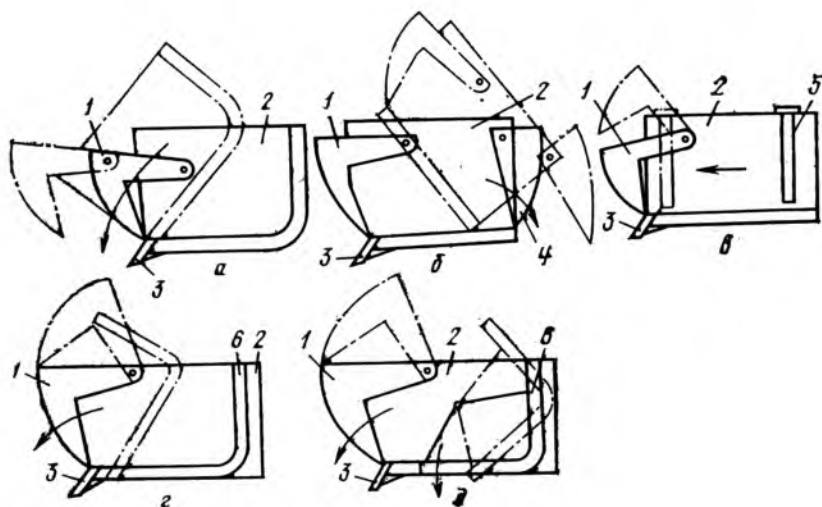


Рис. 101. Схемы разгрузки скреперов:

а, б — свободная разгрузка вперед и назад; *в* — принудительная разгрузка; *г* — полупринудительная разгрузка; *д* — щелевая разгрузка; *1* — передняя заслонка; *2* — ковш; *3* — нож; *4* — задняя заслонка; *5* — задняя стенка; *6* — днище.

стью до 5 м^3 , но и в этом случае имеет место неполная разгрузка вязких и влажных грунтов.

Принудительная разгрузка вперед производится выдвиганием вперед задней стенки *5* (рис. 101, *в*) с одновременным открытием передней заслонки *1*. Этот способ обеспечивает наилучшую очистку ковша, но требует специальных механизмов выдвигания задней стенки. Он является в современных скреперах самым распространенным.

Полупринудительная разгрузка (вперед) (рис. 101, *г*) осуществляется поворотом днища с задней стенкой вперед (рис. 101, *г*), что не всегда обеспечивает полную разгрузку от вязких и влажных грунтов. В этом отношении лучше щелевая разгрузка (рис. 101, *д*), осуществляемая поворотом днища с задней стенкой всего на $12...15^\circ$. Она не требует высокого подъема грунта.

По системе управления скреперы бывают с канатно-блочным, гидравлическим и электрогидравлическим управлением.

Основной недостаток канатно-блочной системы управления — невозможность принудительного заглубления ковша (только под действием собственного веса) и износ канатов. Поэтому все шире внедряется гидравлическая и электрогидравлическая системы управления у современных как прицепных, так и самоходных скреперов. Эти системы допускают принудительное заглубление ковша и не требуют сложных канатно-блочных систем.

В последние годы основными тенденциями развития конструкции скреперов являются создание самоходных скреперов (одно- и двухмоторных) и с мотор-колесами, увеличение мощностей, вместимости ковшей и скоростей движения, все более широкое внедрение гидравлического управления, разработка скреперов с элеваторной загрузкой. Ковши скреперов делают с более низкими боковыми стенками и глубокой передней заслонкой.

Благодаря высоким транспортным скоростям самоходные скреперы имеют более высокую производительность (в $1,5...2,5$ раза), чем прицепные скреперы, агрегируемые с гусеничными тракторами. Особенно эффективны самоходные скреперы при выполнении работ больших объемов с транспортированием грунта на расстояние до $1,5...2 \text{ км}$.

2. Конструкция скреперов

Среди современных прицепных скреперов применяют двухосные скреперы с принудительной разгрузкой и гидравлическим управлением. Преимущественно применяемыми типами скреперов являются самоходный одномоторный скрепер с одноосным тягачом и гидравлическим управлением, а также полуприцепные скреперы с тягачами на базе шарнирно-сочлененных тракторов.

При работе в тяжелых грунтовых условиях наиболее эффективны двухмоторные самоходные скреперы.

Прицепной двухосный скрепер с гидравлическим управлением и принудительной разгрузкой имеет ковш (рис. 102) с ножами 6, прикрепленными к подножевой плите. Спереди ковш закрывается передней заслонкой 4, удерживающей переднюю часть грунта в ковше и образующей часть его емкости. Посредством тяговой рамы 2 и универсального шарнира ковш опирается на ось передних колес, которая с помощью дышла 1 передней оси связана с тягачом. Тяговая рама охватывает ковш и шарнирно соединяется упряжными шарнирами с его стенками 7. Задняя часть ковша шарнирно соединяется с осью задних колес и сзади имеет буфер 9 для упора в него толкача при наборе грунта. Электрогидравлическое управление скрепером (рис. 102, б) осуществляется от вала отбора мощности тягача через гидропривод с трехсекционным электрозолотниковым распределителем 13. Ковш поднимается и опускается двумя гидроцилиндрами 3, шарнирно-установленными на тяговой раме, а заслонка — поворотом ее вокруг шарниров при помощи двух гидроцилиндров 5, шарнирно-закрепленных на боковых стенках 7 ковша. Принудительная разгрузка производится выдвижением вперед задней стенки 8 с направляющими роликами 10 гидроцилиндрами 11, расположенными между задними колесами. Гидроцилиндры связаны с распределителем системой маслопроводов.

Полуприцепной скрепер к двухосному колесному тягачу (рис. 103) передает часть веса ковша с грунтом на заднюю ось трактора-тягача,

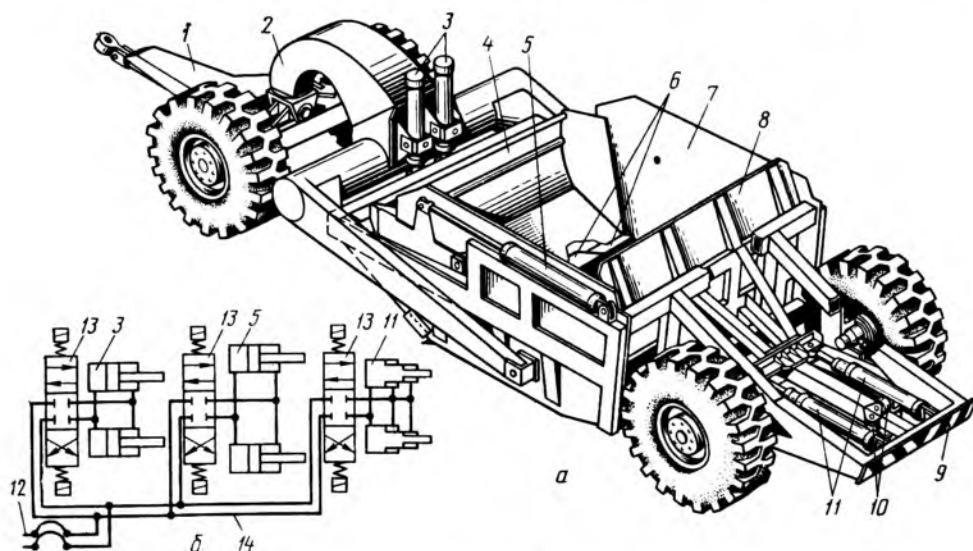


Рис. 102. Прицепной скрепер с принудительной разгрузкой и электрогидравлическим управлением:

а — общая конструктивная схема; б — схема электрогидравлического управления; 1 — дышло; 2 — тяговая рама; 3 — гидроцилиндры подъема ковша; 4 — передняя заслонка; 5 — гидроцилиндры подъема заслонки; 6 — ножи; 7 — боковые стенки ковша; 8 — задняя подвижная стенка ковша; 9 — буфер; 10 — направляющие ролики задней стенки ковша; 11 — гидроцилиндры управления задней стенкой; 12 — гидропроводы от тягача к скреперу; 13 — секции электрозолотников; 14 — маслопроводы.



Рис. 103. Общий вид полуприцепного скрепера к колесному трактору.

1 — трактор; 2 — седельно-сцепное устройство; 3 — тяговая рама; 4 — гидроцилиндр подъема ковша; 5 — ковш; 6 — гидроцилиндры подъема передней заслонки; 7 — задняя стенка; 8 — задние ведомые колеса.

что значительно улучшает тягово-сцепные качества последнего. В качестве тягача используют шарнирно-сочлененный трактор 1, над задней осью которого установлено седельно-сцепное устройство 2, к которому крепится тяговая рама 3 скреперного ковша 5. Скреперный ковш 5 со ступенчатыми ножами и принудительной разгрузкой с помощью подвижной задней стенки, с задним гидроцилиндром, расположенным между задними колесами 8, имеет переднюю заслонку, управляемую гидроцилиндрами 6. Ковш поднимается и опускается гидроцилиндром 4. Трактор легко отъединяется от скрепера. Скрепер ДЗ-74 агрегируется с трактором К-702, а скрепер ДЗ-87-1 — с трактором Т-150К.

Самоходный одномоторный скрепер на базе одноосного тягача имеет ковш 15 (рис. 104), шарнирно опирающийся сзади на оси ведомых колес 19. Боковые стенки ковша 15 шарнирно опираются через тяговую раму 7 на раму одноосного тягача 10 через седельно-сцепное устройство, допускающее поворот тягача по отношению к раме 7 в горизонтальной плоскости на 90° вокруг вертикальных шкворней 8 и поперечной вертикальной плоскости на $10...15^\circ$ вокруг горизонтального шкворня 11. Сзади установлено буферное устройство 20 для толкача. Для послыного резания грунта и наполнения ковша под действием тягового усилия одноосного тягача 10 ковш в передней части снабжен закрепленным на подножковой плите ступенчатым ножом. Трехступенчатый нож с выступающим средним ножом 13 и двумя крайними 14 срезает грунт стружками меньшей толщины, снижает тяговое сопротивление скрепера, сокращает путь загрузки на $10...15\%$, повышает заполнение ковша

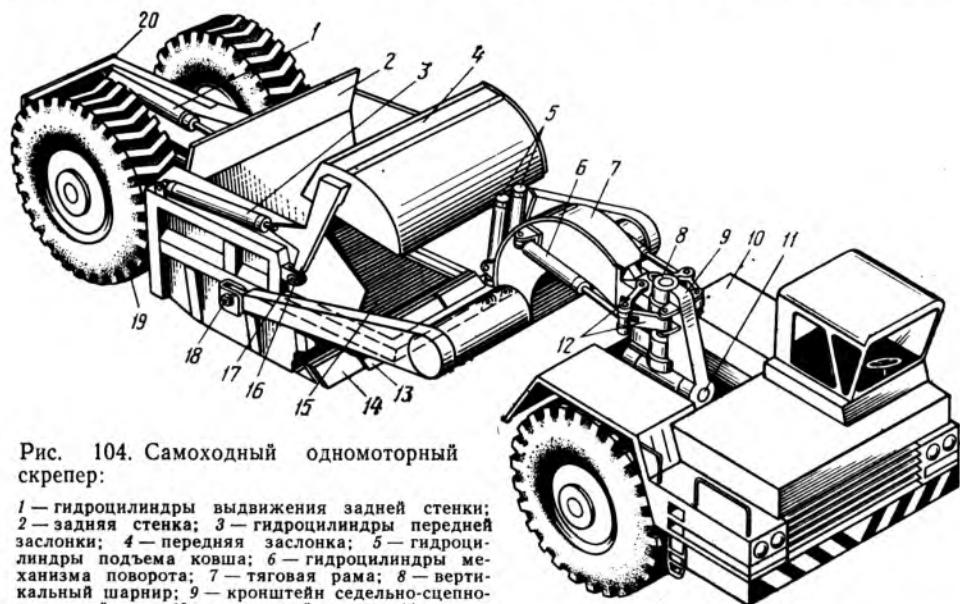


Рис. 104. Самоходный одномоторный скрепер:

1 — гидроцилиндры выдвигания задней стенки; 2 — задняя стенка; 3 — гидроцилиндры передней заслонки; 4 — передняя заслонка; 5 — гидроцилиндры подъема ковша; 6 — гидроцилиндры механизма поворота; 7 — тяговая рама; 8 — вертикальный шарнир; 9 — кронштейн седельно-сцепного устройства; 10 — одноосный тягач; 11 — горизонтальный шкворень; 12 — рычаги механизма поворота; 13 — средний нож ковша; 14 — крайний нож ковша; 15 — ковш; 16 — рычаги поворота заслонки; 17 — шарниры поворота заслонки; 18 — шарниры тяговой рамы; 19 — задние ведомые колеса; 20 — буферное устройство.

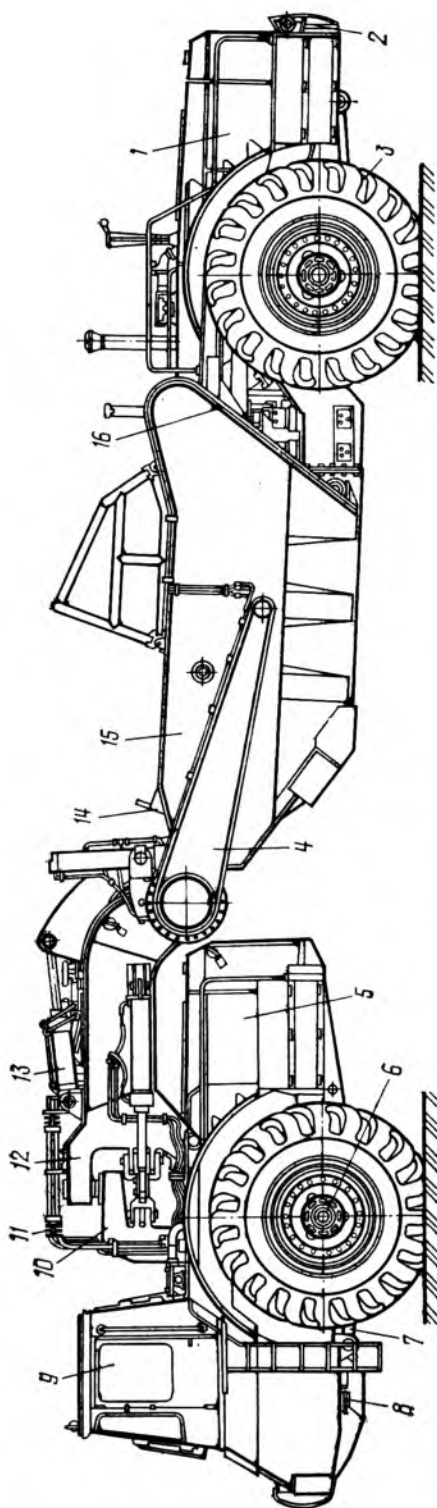


Рис. 105. Схема самоходного двухмоторного скрепера с задним двигателем:

1, 5 — задний и передний двигатели; 2 — буфер; 3 — заднее ведущее колесо; 4 — тяговая рама; 6 — пневмогидравлическая подвеска; 8 — коробка передач; 9 — кабина; 10 — седельно-сцепное устройство; 11 — гидромагистраль; 12 — хобот; 13 — гидроцилиндр заслонки; 14 — заслонка ковша; 15 — ковш; 16 — задняя стенка ковша.

на 18...20 % по сравнению с прямым ножом на всю ширину ковша, но ухудшает планирующую способность скрепера.

Ковш имеет переднюю заслонку 4 и подвижную заднюю стенку 2 для принудительной разгрузки, перемещающуюся на роликах.

Современные самоходные одномоторные скреперы имеют гидравлическое управление от гидропривода, размещенного на одноосном тягаче 10, и пульта в кабине управления. Для подъема и опускания ковша служат гидроцилиндры 5, шарнирно-закрепленные на тяговой раме, а штоками — на передней раме ковша. Для выдвигания задней стенки служат гидроцилиндры 1, для подъема и опускания передней заслонки — два гидроцилиндра 3, поворачивающих рычаги заслонки вокруг шарниров 17.

Для поворота скрепера служат гидроцилиндры 6, осуществляющие поворот тягача по отношению к скреперному ковшу вокруг вертикального шарнира 8 через рычаги механизма поворота 12.

Такая конструктивная схема является основой для самоходных одномоторных скреперов вместимостью 8...15 м³. Гидромеханическая трансмиссия тягача в сочетании с пневмогидравлической подвеской обеспечивает транспортные скорости до 50 км/ч.

Самоходный двухмоторный скрепер на базе одноосного тягача имеет ковш 15 (рис. 105), снабженный ступенчатыми ножами с передней заслонкой 14 и задней стенкой 16 для принуди-

тельной разгрузки. Боковые стенки ковша шарнирно соединены с тяговой рамой, которая своей передней частью — хоботом 12 связана с седельно-сцепным устройством 10 тягача, что обеспечивает поворот тягача на угол 90° в обе стороны и качание ковша скрепера в поперечной плоскости на угол до 21° в обе стороны.

Скрепер имеет четыре ведущих колеса с приводом от двух двигателей 1 и 5, унифицированных и управляемых синхронно из кабины 9 тягача и снабженных гидромеханической передачей к ведущим колесам в составе коробки передач с гидротрансформатором, центральный редуктор и планетарные колесные передачи.

Кнопочное управление — электрогидравлическое воздействует на гидроцилиндры 13 заслонки, поворота, подъема ковша и принудительной разгрузки.

Одноосный тягач имеет пневмогидравлическую подвеску.

Наличие двухдвигательного привода, шин низкого давления повышенной проходимости обеспечивает преодоление уклонов до 12° .

Такие двухмоторные самоходные скреперы дают значительный эффект по сравнению с одномоторными, а в средних грунтовых условиях позволяют использовать их без толкача. Производительность по сравнению с одномоторным скрепером повышается на 25...30 %.

Скрепер с элеваторной загрузкой (рис. 100, в и 106) сопротивление грунта резанию и трению грунта о нож преодолевает силой тяги, а его ковш заполняется грунтом активным рабочим органом непрерывного действия — скребковым элеватором 6 (рис. 106), который приводится в действие гидромотором, питаемым с помощью гидронасосов, установленных на редукторе отбора мощности тягача 12. Гидромотор приводит элеватор через редуктор.

Скрепер разгружается с помощью откатного днища на роликах и выдвижной задней стенки с приводом от гидроцилиндров. Применение скребкового элеватора позволяет увеличить высоту наполнения ковша, повысить производительность, значительно снизить тяговое сопротивление и в средних грунтовых условиях обойтись без толкача.

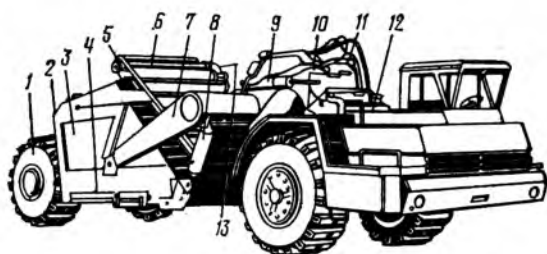


Рис. 106. Общий вид скрепера с элеваторной загрузкой:

1 — задние колеса; 2 — задняя стенка; 3 — ковш; 4 — откатное днище на роликах; 5 — ведущий вал элеватора; 6 — скребковый элеватор; 7 — тяговая рама; 8 — гидроцилиндры подъема ковша; 9 — гидроцилиндры поворота; 10 — седельно-сцепное устройство; 11 — гидропроводы; 12 — одноосный тягач; 13 — гидропривод элеватора с редуктором.

3. Расчет скрепера

Выбор основных параметров скрепера. Главный параметр одноосного или другого тягача — максимальная мощность двигателя, а скрепера — вместимость ковша.

Основными параметрами самоходного колесного скрепера являются максимальная расчетная транспортная скорость, масса груженого скрепера, его грузоподъемность, развеска по осям, размеры шин, первая расчетная рабочая скорость, число передач трансмиссии.

Вместимость ковша (m^3):

$$V_k = G_r k_p k_n^{-1} \gamma^{-1}, \quad (316)$$

где G_r — вес грунта полностью загруженного ковша, кН; k_n — расчетный коэффициент заполнения ковша (при заполнении с толкачом на тяжелых суглинках и глинах $k_n = 0,9...1,1$, на легких суглинках $k_n = 1,1...1,2$, на несвязных грунтах $k_n = 0,8...1,0$; k_p — коэффициент разрыхления; γ — объемный вес грунта ненарушенной структуры, кН/ m^3 .

Размеры ковша выбирают так, чтобы его продольный профиль соответствовал продольному профилю грунта, заполняющего ковш. Высота задней стенки $h_{зад} = 0,45 h_r$, где h_r — высота наполнения ковша (по

вертикали от линии стыка ножа с днищем); при $V_k=3, 6, 10, 15 \text{ м}^3$ соответственно $h_r=1...1,13; 1,25...1,5; 1,8...2,0; 2,3...2,4 \text{ м}$.

Отношение длины ковша l_k к его высоте h_k зависит от его вместимости V_k . Для $V_k=4...6, 6...8, 10...12, 15...18 \text{ м}^3$ соответственно $l_k/h_k=x'=1...0,8; 0,9...0,8; 0,96...0,85; 1$.

Длину и высоту ковша можно определять приближенно (Ульянов, Ронинсон, Соловьев, 1976):

$$l_k \cong \sqrt{x' V_k b_k^{-1}}; \quad h_k \cong \sqrt{V_k (x')^{-1} b_k^{-1}},$$

где b_k — внутренняя ширина ковша, м.

Габаритная ширина:

$$b_r = b_k + \Delta b, \quad (317)$$

где b_k — внутренняя ширина ковша, м; рекомендуется $b_k=b_1+b_2+b_3$; b_1, b_2, b_3 — ширина соответственно колен тягача, шины тягача и зазора между внутренними стенками ковша и шины; $b_3=0,03...0,06 \text{ м}$; Δb — суммарная толщина боковых стенок ковша с накладками жесткости, боковых тяг и зазоров, необходимых для взаимного перемещения тяговой рамы и ковша; $\Delta b=0,35...0,53 \text{ м}$.

Для снижения удельных сопротивлений следует при $V_k=3, 6, 10, 15 \text{ м}^3$ принимать соотношения соответственно $b_k/h_k=1,7; 1,9; 2,2; 2,5$.

По данным И. П. Керова (Зеленин, Баловнев, Керов, 1975), составленным на основе математической обработки данных выполненных конструкций, для самоходных скреперов с одноосным тягачом (линейные размеры в м, G_c в кН, V_k в м^3): габаритная длина и ширина ковша

$$l_k = (0,87...1,13) (1050 + 765 \sqrt[3]{V_k + 2,5}) \cdot 10^{-3};$$

$$b_k = (0,87...1,13) (400 + 1060 \sqrt[3]{V_k}) \cdot 10^{-3};$$

высота боковой стенки

$$h_{бок} = (0,9...1,1) (250 + 520 \sqrt[3]{V_k}) \cdot 10^{-3}; \quad (318)$$

ширина резания

$$b_{рез} = (0,9...1,1) (-500 + 1620 \sqrt[3]{V_k - 4,7}) \cdot 10^{-3};$$

вес скрепера

$$G_c = (0,81...1,19) (1920 V_k) \cdot 10^{-2}.$$

Для груженого скрепера нагрузка на его заднюю ось составляет 50...55 % и на ось тягача — 50...45 %, порожнего — соответственно 40...30 и 60...70 %.

Тяговый расчет скрепера с загрузкой под действием тягового усилия. Этот расчет проводят двумя способами: по заданной вместимости определяют тяговые сопротивления и потребную силу тяги, по которой подбирают тягач; по заданному типу тягача и его мощности рассчитывают вместимость ковша скрепера. Для прицепного скрепера ориентировочную вместимость вычисляют по опытным данным (Алексеева, Артемьев, Бромберг, 1972) и проводят проверочный расчет, определяя возможность применения заданного тягача. Для самоходного скрепера вместимость ковша находят из тягового расчета для транспортного режима и проверяют расчетом на наполнение ковша.

Полное тяговое сопротивление (H), возникающее при наполнении ковша скрепера

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5, \quad (319)$$

где F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 — соответственно сопротивления перемещению груженого скрепера, резанию грунта, трению ножа о грунт, наполнению ковша, перемещению призм волочения.

Сопротивление перемещению груженого скрепера (H):

$$F_1 = (G_c + G_r) (f'_0 \pm i), \quad (320)$$

где $G_c + G_r$ — вес груженого скрепера, Н; f_0' — суммарный коэффициент сопротивления передвижению; $i = \operatorname{tg} \alpha_y$; α_y — угол наклона поверхности движения.

Сопротивление резанию (Н) для прямого и ступенчатого ножа:

$$F_2 = k_{\text{рез}} S_c, \quad (321)$$

где $k_{\text{рез}}$ — коэффициент удельного сопротивления резанию, Н/м²; S_c — площадь проекции стружки в плоскости, перпендикулярной к направлению движения скрепера, м²; при $V_k = 6, 10$ и 15 м³ рекомендуемая толщина стружки составляет соответственно $0,04 \dots 0,06$; $0,08 \dots 0,10$ и $0,12 \dots 0,14$ м (суглинок) и $0,06 \dots 0,08$; $0,10 \dots 0,14$ и $0,16 \dots 0,18$ м (супесь).

Сопротивление трению (Н) ножа о грунт:

$$F_3 = f_c R_n = f_c \psi F_2, \quad (322)$$

где R_n и $R_r \cong F_2$ — вертикальная и горизонтальная составляющие реакции грунта на нож, Н; $\psi = R_n/R_r = 0,4 \dots 0,5$, что соответствует началу момента выглубления ковша в конце наполнения.

Сопротивление наполнению (Н) ковша скрепера, грунтом по Е. Р. Петерсу состоит из сопротивления силе тяжести F_4 поднимаемого столба грунта и сопротивления трению F_4' грунта в ковше, обусловленного давлением призмы грунта, располагающихся по обе стороны входящего в ковш на III стадии заполнения:

$$F_4 = F_4' + F_4'' = b_k h_{\text{рез}} h_r \gamma + x b_k h_r^2 \gamma, \quad (323)$$

где $h_{\text{рез}}$ — толщина стружки, м; b_k, h_r — ширина ковша и высота грунта в ковше, м; γ в Н/м³; x — коэффициент; $x = \operatorname{tg} \varphi_r / (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_r)$; φ_r — угол внутреннего трения грунта.

По опытным данным (Ульянов, Ронинсон, Соловьев, 1976) объем призмы волочения перед заслонкой (в процентах от вместимости ковша) составляет: 26, 28 и 32 (для песка); 22, 17 и 16 (для супеси); 10, 10 и 9 (для влажных суглинков); 10, 5 и 4 (для глин) при вместимости ковша соответственно 6, 10 и 15 м³.

Сопротивление перемещению призмы волочения (Н):

$$F_5 = V_n \gamma f_r k_p^{-1}, \quad (324)$$

где V_n — объем призмы волочения, м³.

При наборе грунта самоходным скрепером

$$F_k \geq F \text{ и } G_{\text{сц}} \varphi_{\text{сц}} \geq F \quad (325)$$

и прицепным скрепером

$$F_{\text{кр}} \geq F \text{ и } G_{\text{гп}} (\varphi_{\text{сц}} - f_0) \geq F, \quad (326)$$

где F_k — максимальная окружающая сила на шинах ведущих колес, Н; F — суммарное тяговое сопротивление, Н; $F_{\text{кр}}$ — максимальная сила на крюке тягача, Н; $G_{\text{сц}}, G_{\text{гп}}$ — сцепной вес соответственно колесного и гусеничного тягачей, Н; $\varphi_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления; f_0 — коэффициент сопротивления передвижению движителя тягача.

При использовании толкачей на загрузке с максимальным толкающим усилием $F_{\text{толк}}$

$$k_{\text{од}} (F_k + F_{\text{толк}}) \geq F \text{ и } k_{\text{од}} (F_{\text{кр}} + F_{\text{толк}}) \geq F, \quad (327)$$

где $k_{\text{од}}$ — коэффициент одновременности работы толкача и тягача; $k_{\text{од}} = 0,85 \dots 0,9$.

Баланс мощности. Необходимая мощность двигателя тягача для прицепного скрепера при наборе грунта без толкача (кВт):

$$N_{\text{дв}} = [G_r (f_0 \pm i) + F] v_p / (3,6 \cdot 10^3 \eta), \quad (328)$$

где G_r — вес тягача, Н; f_0 — коэффициент сопротивления передвижению движителя тягача; F в Н; η — общий КПД трансмиссии тягача; v_p — рабочая скорость, км/ч.

Для самоходного скрепера со всеми ведущими колесами мощность (кВт):

$$N_{\text{дв}} = F v_p / (3,6 \cdot 10^3 \eta), \quad (329)$$

где F в Н; v_p в км/ч.

Тяговый расчет самоходных одномоторных скреперов. Цель — определение основных параметров самоходного скрепера и толкача, обеспечивающих необходимые усилия для эффективного копания с толкачом и необходимую транспортную скорость.

Допустимый вес груженого скрепера (Н):

$$G = G_c + G_r = \frac{3,6 \cdot 10^3 \eta}{f'_0 v_{\text{трmax}}} \left(k_o k_{\text{вых}} N_{\text{дв}} - \frac{k_{об} S v_{\text{трmax}}^2}{3,6^2} \frac{v_{\text{трmax}}}{3,6 \cdot 10^3 \eta} \right), \quad (330)$$

где η — механический КПД трансмиссии; k_o — коэффициент, учитывающий отбор мощности на привод вспомогательных механизмов; $k_{\text{вых}}$ — коэффициент выходной мощности; $k_{\text{вых}}=0,9$; $k_{об}$ — коэффициент обтекаемости, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; $k_{об}=0,6...0,7 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; S — лобовая площадь одноосного тягача, м^2 (ориентировочно произведение ширины колец на максимальную высоту тягача); $N_{\text{дв}}$ — максимальная мощность двигателя, кВт; $v_{\text{трmax}}$ — максимальная транспортная скорость, км/ч; $v_{\text{трmax}} 45...55 \text{ км/ч}$; G_c , G_r — соответственно вес порожнего скрепера и грунта в ковше, Н; $f'_0=0,025...0,035$ при движении по дороге.

Силовой радиус колесного движителя:

$$r_c = r_o - \beta' b_2, \quad (331)$$

где r_o — радиус недеформируемой шины; β' — коэффициент деформации шины; на плотном грунте $\beta'=0,12...0,15$; на рыхлом — $\beta'=0,08...0,10$; b_2 — ширина профиля шины.

Толкач выбирается таким, чтобы в конце заполнения ковша полностью использовались тяговые качества тягача и толкача.

При кратковременных нагрузках максимально допустимые коэффициенты буксования составляют для колесного движителя $\delta_0=30\%$, для гусеничного $\delta_0=10\%$.

Пользуясь формулой (327), с учетом указанных коэффициентов буксования найдем суммарную максимальную силу тяги скрепера с гусеничным толкачом по сцеплению:

$$F_{\text{толк}} = \frac{F}{k_{од}} - F_k = \frac{F}{k_{од}} - (0,73...0,75) \varphi_{\text{сц}} R_1, \quad (332)$$

где R_1 — нормальная реакция грунта на колеса одноосного тягача в заключительной стадии заполнения ковша скрепера; F_k , $F_{\text{толк}}$ — максимальные силы тяги (Н) соответственно тягача и гусеничного толкача по сцеплению. Уравнение (332) называется уравнением тягового баланса самоходного скрепера, работающего с толкачом.

По тяговому усилию, определяемому по формуле (332), может быть выбран толкач. Действительные скорости тягача и гусеничного толкача в момент набора грунта должны быть одинаковыми с учетом принятых в формуле (332) коэффициентов буксования (30 и 10 %).

Используя тяговые характеристики тягача и гусеничного толкача, можно определить рабочую скорость тягача на первой рабочей передаче и общее передаточное число трансмиссии (по регуляторной характеристике двигателя тягача и силовому радиусу колесного движителя).

Мощность двигателя тягача самоходного скрепера при рассматриваемом режиме работы (кВт):

$$N_{\text{дв}} = \frac{[F_k + (f'_0 \pm i) R_1] v_p}{3,6 \cdot 10^3 \eta (1 - 0,01 \delta_0)}, \quad (333)$$

где F_k и R_1 в Н; v_p в км/ч; $\delta_0=30\%$; η — механический КПД трансмиссии тягача; f'_0 — коэффициент сопротивления качению.

По регуляторной характеристике двигателя тягача определяется частота вращения коленчатого вала n_e (с^{-1}), соответствующая мощности N .

Передаточное число трансмиссии на I передаче:

$$u_1 = 22,62 [r_c n_e (1 - 0,01 \delta_0)] v_p^{-1}, \quad (334)$$

где r_c в м; v_p в км/ч; n_e в с^{-1} .

Тяговый расчет скрепера с элеваторной загрузкой (рис. 100, в). Его проводят при условии, что известны главный параметр — мощность двигателя одноосного тягача, его основные параметры: вес G_c , расчетные скорости на всех передачах, размеры шин и нагрузка R_1 на ось тягача. Все эти параметры определяют тяговым расчетом скрепера с загрузкой под действием тягового усилия (см. выше).

Силу тяги (расчетную, соответствующую режиму максимальной тяги) аналогично формуле (332) принимаем:

$$F_k = (0,70 \dots 0,73) \varphi_{сц} R_1, \quad (335)$$

где R_1 — суммарная вертикальная реакция на колеса тягача; $R_1 = G_{сц}$ (цепной вес определяется ниже при расчете реакций, действующих на скрепер).

Мощность двигателя тягача, расходуемую на привод колесного двигателя, определяют по формуле (333).

При расчете скрепера с элеваторной загрузкой считают, что сопротивление грунта копанию (H) складывается из сопротивления грунта резанию F_2 и сопротивления трению ножа о грунт F_3 :

$$F = F_2 + F_3 = k_{рез} S_c (1 + f_c \psi), \quad (336)$$

где $k_{рез}$ — удельное сопротивление резанию грунта, H/m^2 ; S_c — проекция площади стружки вырезаемого грунта на плоскость, перпендикулярную к направлению движения, m^2 ; f_c — коэффициент трения грунта о нож (табл. 12); $\psi = R_n/R_r$ — соотношение вертикальной и горизонтальной составляющих реакций грунта на нож; $\psi = 0,1 \dots 0,5$ и растет с увеличением степени наполнения ковша; при расчете скрепера с элеваторной загрузкой для плотных связных грунтов можно принимать $\psi = 0,4 \dots 0,5$.

Теоретическая производительность скрепера ($m^3/ч$) по объему вырезаемого грунта:

$$P_0 = 10^3 S_c v_p (1 - 0,01\delta_0), \quad (337)$$

где $v_p(1 - 0,01\delta_0)$ — действительная скорость движения (при режиме максимальной тяговой мощности, соответствующей коэффициенту буксования $\delta_0 = 18 \dots 20\%$), $км/ч$; v_p — расчетная скорость на I передаче, $км/ч$.

Так как скребковый элеватор должен переместить в ковш вырезанный грунт, то его теоретическая производительность $P_{0э} \geq P_0$.

Теоретическая производительность скребкового элеватора ($m^3/ч$):

$$P_{0э} = 3600 b_c h_c \bar{v}_c, \quad (338)$$

а техническая производительность ($m^3/ч$) с учетом коэффициента разрыхления грунта k_p и коэффициента заполнения скребков k_n :

$$P_{т.э} = P_{0э} k_p^{-1} k_n = 3600 b_c h_c v_c k_p^{-1} k_n, \quad (339)$$

где b_c — ширина скребка, $м$; приближенно принимают $b_c \cong l_n$; l_n — длина ножа ковша, $м$; h_c — высота скребка, $м$; v_c — скорость цепи, $м/с$.

Необходимая скорость движения цепи скребкового элеватора ($м/с$), если принять $P_{тэ} = P_0$,

$$v_c = P_0 k_p / (3600 b_c h_c k_n). \quad (340)$$

Значения $k_n = 0,74; 0,58; 0,32$ соответственно при углах наклона рабочей цепи к горизонту $\alpha = 25, 38, 52^\circ$; $v_n = 0,8 \dots 1,5$ $м/с$.

Длина скребкового элеватора, обеспечивающая загрузку ковша с «шапкой», назначается исходя из угла наклона рабочей цепи к горизонту и необходимых технологических зазоров между скребком и днищем ковша ($0,05 \dots 0,10$ $м$).

Мощность привода скребкового элеватора ($кВт$):

$$N_э = N_n + N_{тр}, \quad (341)$$

где N_n , $N_{тр}$ — мощность соответственно для подъема грунта и преодоления трения грунта, находящегося между скребками, о грунт;

$$N_n = P_0 \gamma h_r / (3,6 \cdot 10^6 \eta_{цл} \eta_{пр}), \quad (342)$$

P_0 в $\text{м}^3/\text{ч}$; γ — объемный вес грунта ненарушенной структуры, $\text{Н}/\text{м}^3$; h_r — высота подъема грунта в ковше, м ; $\eta_{ц}$, $\eta_{пр}$ — КПД цепи и привода;

$$N_{тр} = P_0 \gamma h_r / \eta_{ц} \eta_{пр} \text{ctg } \alpha / (3,6 \cdot 10^6 \eta_{ц} \eta_{пр}). \quad (343)$$

Баланс мощности скрепера с элеваторной загрузкой (кВт):

$$N_{дв} = N_{к} + N_{э} + N_{всп}, \quad (344)$$

где $N_{к}$, $N_{всп}$ — мощность соответственно для привода колесного движителя и вспомогательных механизмов.

Если равенство (344) не удовлетворяется, то величина $N_{дв}$ недостаточна для обеспечения работы скрепера на тяговом режиме и элеватора. В этом случае следует уменьшить вместимость ковша V_k или высоту загрузки h_r или установить отдельный двигатель для привода элеватора, проверив мощность двигателя тягача по формуле (333).

Внешние силы и реакции, действующие на скреперы, и основные расчетные положения. Рассмотрим это на примере самоходного одномоторного скрепера при совместной работе в конце набора грунта с толкачом. Полагаем, что скрепер срезает стружку грунта максимальной постоянной толщины в плотных связных грунтах без призмы волочения и движется с постоянной рабочей скоростью по прямолинейной траектории и горизонтальной поверхности. Рассмотренные условия являются наиболее тяжелыми при работе самоходных скреперов, когда активные и реактивные силы принимают максимальные значения.

В рассматриваемом расчетном положении на самоходный скрепер действуют активные силы: суммарные силы тяжести скрепера и грунта в ковше G_c и G_r (рис. 107), тяговое усилие тягача F_k и толкача $F_{толк}$, которое может быть приложено под некоторым углом $\beta' \geq 0$, или в частном случае $\beta' = 0$. К действующим реактивным силам относятся: R_1 и R_2 — суммарные нормальные составляющие реакции грунта на колеса соответственно тягача и скрепера; F'_1 и F'_2 — горизонтальные составляющие тех же реакций; R_r и R_b — горизонтальная и вертикальная составляющие суммарной реакции стружки грунта. Реакция R_r всегда направлена обратно движению скрепера; реакция R_b может менять знак в зависимости от расчетного положения: при направлении вверх (рис. 107) меняется реакция R_1 , то есть ухудшается тягово-цепные качества скрепера. При выглублении ковша R_b всегда направлена вниз.

Соотношение $\psi = R_b/R_r$ принимают как для скрепера с элеваторной загрузкой.

Смещением R_1 и R_2 от диаметральной плоскости колес на величину l'_1 и l'_2 вследствие деформации шин можно пренебрегать, считая $l'_1 = 0$, $l'_2 = 0$, то есть располагать R_1 и R_2 в плоскости оси колес и не учитывать дополнительные моменты сопротивления от деформации шин.

Для самоходного одномоторного скрепера тяговое усилие (Н):

$$F_k = k_t R_1 \varphi_{сц}, \quad (345)$$

где k_t — коэффициент, учитывающий степень использования максимальной силы тяги одноосного колесного тягача по условию сцепления шин с грунтом; при режиме максимальной тяги ($\delta_0 = 30\%$) $k_t = 0,73 \dots 0,75$; на режиме максимальной тяговой мощности ($\delta_0 = 20\%$) $k_t = 0,70 \dots 0,73$; при 100 %-ном буксовании тягач развивает максимальную кратковременную силу тяги и $k_t = 1,0$; $\varphi_{сц}$ — коэффициент сцепления.

Опорные реакции скрепера в рассматриваемом расчетном положении можно определить из уравнений равновесия:

$$\begin{aligned} \Sigma M_0 = R_1 l_3 - F_k h_c - G_c (l_3 - l_1) + G_r (l_4 - l_2) - R_2 l_4 - F_{толк} \sin \beta' l_5 - \\ - F_{толк} \cos \beta' h_1 = 0; \end{aligned} \quad (346)$$

$$\Sigma x = -F_k + F'_1 + R_r + F'_2 - F_{толк} \cos \beta' = 0; \quad (347)$$

$$\Sigma y = R_1 + R_2 + R_b + F_{толк} \sin \beta' - G_c - G_r = 0. \quad (348)$$

Для гусеничного толкача $F_{\text{толк}}$ определяют по формуле (327); $F'_2 = R_2 f_0$; можно без значительной ошибки принимать $\beta' = 0$.

Решая совместно рассмотренные уравнения, определяем R_1 , R_2 , $F_{\text{коп}} = R_1$ в момент конца наполнения ковша. Реакции R_1 и R_2 не будут максимальными в момент конца наполнения, так как в момент начала выглубления ковша при продолжающемся наборе грунта нагрузка на колеса возрастает так же, как в момент преодоления колесом неподвижного препятствия или движения по рыхлому грунту.

Определение сил в механизмах управления скрепером. Силу, необходимую для подъема ковша в транспортное положение, определяют в момент подъема ковша, т. е. поворота его вокруг шарнира O (рис. 108, а).

По условию равновесия ковша, наполненного грунтом, весом $G_{\text{к+г}}$ находим силу (кН) поворота ковша относительно точки O :

$$F_{\text{п.к}} = (G_{\text{к+г}} l_1 + R_{\text{в}} l_2 + R_{\text{г}} h_{\text{г}} + R_2 l_5) l_4^{-1}. \quad (349)$$

Сила $F_{\text{п.з}}$, необходимая для открывания заслонки, имеет наибольшее значение в начале ее подъема, когда ковш загружен с «шапкой». В этот момент подъема противодействуют вес заслонки G_3 (рис. 108, б), вес грунта в заслонке $G_{\text{гр.з}}$ и трение $F_{\text{тр}}$ по плоскости раздела грунта, поднимающегося вместе с заслонкой, о грунт, остающийся в ковше.

Для приближенных расчетов вес грунта в заслонке (кН):

$$G_{\text{гр.з}} = k_3 l_3 h_3 b_{\text{к}} \gamma k_{\text{р}}^{-1}, \quad (350)$$

где k_3 — коэффициент, учитывающий конфигурацию заслонки; $k_3 = 0,8$; $b_{\text{к}}$, l_3 , h_3 — соответственно ширина, длина и высота заслонки с учетом высоты объема части «шапки» грунта над заслонкой; γ — объемный вес грунта, кН/м³; $k_{\text{р}}$ — коэффициент разрыхления грунта.

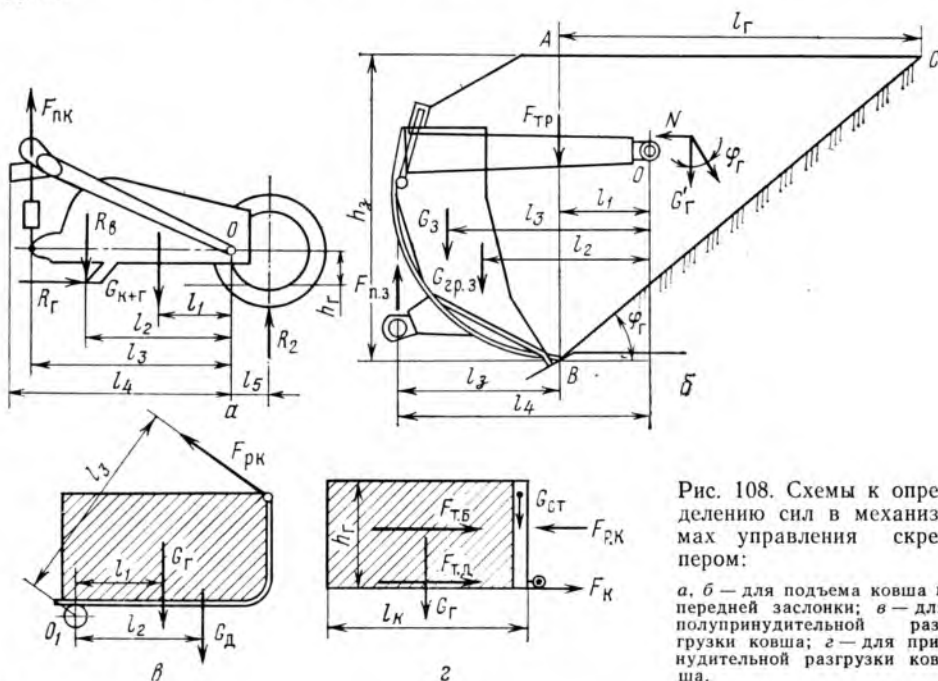


Рис. 108. Схемы к определению сил в механизмах управления скрепером:

а, б — для подъема ковша и передней заслонки; в — для полупринудительной разгрузки ковша; г — для принудительной разгрузки ковша.

Для определения сил трения грунта о грунт принимают, что на поднимаемый заслонкой объем давит вес грунта, находящегося в ковше и ограниченного поверхностью AC грунта в «шапке» (длиной l_r), площадью естественного откоса BC под углом внутреннего трения φ_r и вертикальной плоскостью AB , проходящей по поверхности трения.

Вес этого объема (кН):

$$G'_r = 0,5h_3 b_k l_r \gamma k_p^{-1}.$$

Нормальное давление на плоскость трения:

$$N = G'_r \operatorname{tg} \varphi_r.$$

Сила трения:

$$F_{\text{тр}} = N f_r = 0,5h_3 b_k l_r \gamma \operatorname{tg}^2 \varphi_r k_p^{-1}, \quad (351)$$

где f_r — коэффициент трения грунта о грунт; $f_r = \operatorname{tg} \varphi_r$.

По условию равновесия заслонки относительно оси шарниров O (рис. 108, б) получим силу (кН) поворота заслонки:

$$F_{\text{п.з}} = (G_3 l_3 + G_{\text{гр.з}} l_2 + F_{\text{тр}} l_1) l_4^{-1}. \quad (352)$$

При полупринудительной разгрузке ковша (рис. 108, в) сила (кН) для подъема днища с задней стенкой, имеющая наибольшее значение в начале подъема, определяется из условия равновесия относительно шарнира поворота днища и задней стенки (точка O_1):

$$F_{\text{р.к}} = k (G_r l_1 + G_d l_2) l_3^{-1}, \quad (353)$$

где G_r — вес грунта; G_d — вес днища с задней стенкой; k — коэффициент, учитывающий возможное защемление и налипание грунта; $k=1,2\dots 1,3$.

При принудительной разгрузке (рис. 108, г) наибольшее сопротивление возникает в момент начала движения задней стенки при полной загрузке ковша грунтом и открытой заслонке. Сила (кН), необходимая для выталкивания грунта из ковша,

$$F_{\text{р.к}} = F_{\text{т.д}} + F_{\text{т.б}} + F_k + F_{\text{и}}, \quad (354)$$

где $F_{\text{т.д}}$, $F_{\text{т.б}}$ — соответственно сила трения грунта о днище ковша и о боковые стенки, кН; F_k — сопротивление качения роликов о днище ковша, кН; $F_{\text{и}}$ — сила инерции поступательно движущихся масс, кН;

$$F_{\text{т.д}} = G_r f_c = V_k \gamma k_n k_p^{-1} f_c, \quad (355)$$

k_n — коэффициент наполнения ковша; V_k — вместимость ковша, м^3 ; k_p — коэффициент разрыхления; f_c — коэффициент трения грунта о днище; γ — объемный вес грунта, $\text{кН}/\text{м}^3$;

$$F_{\text{т.б}} = 2f_c E = f_c \gamma k_p^{-1} h_k^2 l_k \operatorname{tg}^2 (45^\circ - 0,5\varphi_r), \quad (356)$$

E — активное усилие грунта на вертикальную боковую стенку, кН; l_k — длина ковша, м; φ_r — угол естественного откоса; h_k — высота наполнения ковша, м;

$$F_k = G_{\text{ст}} f_0, \quad (357)$$

$G_{\text{ст}}$ — вес задней стенки, кН; f_0 — коэффициент сопротивления качению роликов; $f_0=0,1\dots 0,15$;

$$F_{\text{и}} = (G_r + G_{\text{ст}}) g^{-1} v_{\text{ст}} t^{-1}, \quad (358)$$

$v_{\text{ст}}$ — скорость движения стенки при разгрузке, м/с; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; t — время разгона стенки до скорости $v_{\text{ст}}$; $t=4\dots 5$ с; G_r и $G_{\text{ст}}$ в кН.

Эксплуатационная производительность. В плотном теле эксплуатационная производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) скрепера:

$$P_3 = 3600 V_k k_n k_v t_{\text{ц}}^{-1} k_p^{-1}, \quad (359)$$

где V_k в м^3 ; k_n — коэффициент наполнения; k_b — коэффициент использования рабочего времени; $k_p = 0,8...0,9$; k_p — коэффициент разрыхления; $t_{\text{ц}}$ — продолжительность рабочего цикла, с;

$$t_{\text{ц}} = l_1/v_1 + l_2/v_2 + l_3/v_3 + l_4/v_4 + n_{\text{п}} t_{\text{п}} + n_{\text{пов}} t_{\text{пов}} + t_{\text{т}}, \quad (360)$$

l_1, l_2, l_3, l_4 — длина пути соответственно копания грунта, груженого хода, разгрузки и порожнего хода для возвращения скрепера в забой, м; v_1, v_2, v_3, v_4 — соответствующие средние скорости движения при отдельных операциях цикла, м/с; $t_{\text{п}}, t_{\text{пов}}, t_{\text{т}}$ — время соответственно переключения передач, поворота, стыковки с толкачом, с; $n_{\text{п}}, n_{\text{пов}}$ — число соответственно переключений передач и поворотов в зависимости от схемы движения скрепера;

$$l_1 = V_k k_n k_p k_c^{-1} S_c^{-1}, \quad (361)$$

V_k в м^3 ; k_n — коэффициент наполнения; k_p — коэффициент, учитывающий потери грунта при образовании призмы волочения и боковых валиков; $k_p = 1,2...1,5$; k_c — коэффициент, учитывающий неравномерность толщины стружки на длине пути копания и существенно зависящий от способа копания грунта; при постоянной толщине стружки и гребенчатом зарезании $k_c = 0,7$; S_c — проекция средней площади стружки на плоскость, перпендикулярную к движению, м^2 ;

$$l_3 = V_k k_n h_{\text{отс}}^{-1} b_k^{-1}, \quad (362)$$

$h_{\text{отс}}$ — средняя толщина отсыпаемого слоя, м; b_k — ширина отсыпки, м. По опытным данным для $V_k = 3; 6...8; 10; 15 \text{ м}^3$ соответственно $l_1 = 15...25; 20...50; 30...60; 35...70 \text{ м}$ и $l_3 = 4...8; 6...15; 9...23; 12...24 \text{ м}$.

Глава XVI. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ

При строительстве мелиоративных и гидротехнических сооружений, добычи нерудных строительных материалов используются средства гидромеханизации.

Гидромеханизация в строительстве — это такой способ производства работ и добычи строительных материалов, при котором все операции технологического процесса в основном выполняются за счет использования энергии воды. Гидромеханизация обеспечивает комплексное производство земляных работ: отделение частиц грунта от массива и образование механической смеси воды с частицами грунта — пульпы, транспортирование пульпы к месту укладки грунта, укладку и уплотнение грунта в сооружении или подачу его в отвал.

Основными средствами гидромеханизации являются: гидромониторы, грунтовые насосы, гидроэлеваторы и землесосные плавучие установки (земснаряды).

Гидромониторами называются устройства, при помощи которых создаются мощные компактные струи воды, используемые для размыва грунтов.

Вода к гидромонитору конструкции ВНИИГиМ (рис. 109) подводится по трубопроводу к нижнему неподвижному колену 1, затем через верхнее подвижное колено 2 поступает в ствол 3, имеющий на конце сменный насадок 4, окончательно формирующий струю. Ствол гидромонитора может поворачиваться в горизонтальной и вертикальной плоскостях, что позволяет направлять струю воды в нужную точку забоя.

Гидромониторы по напору разделяются на низконапорные (до 50 м), средненапорные (50...120 м) и высоконапорные (более 120 м).

Вода, поступающая в гидромонитор, при прохождении через его проточную часть приобретает значительную турбулентность. Для успокоения и выравнивания потока в стволе устанавливаются направляющие, а окончательное формирование струи происходит в насадке гидромонитора. Водяная струя при выходе из насадка имеет плотную, компактную структуру, которая по мере удаления от него начинает разрушаться. При разрушении струи диаметр ее увеличивается, скорость падает, давление понижается.

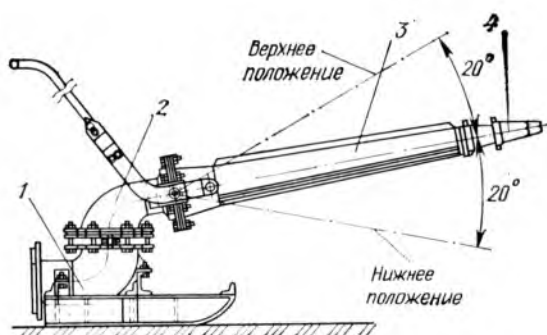


Рис. 109. Гидромотор конструкции ВНИИГиМ:

1 — нижнее колено; 2 — верхнее колено; 3 — ствол; 4 — насадок.

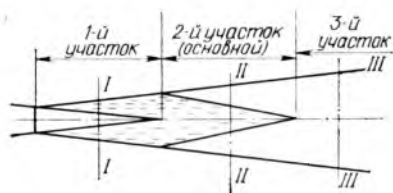


Рис. 110. Схема строения струи гидромонитора.

По своей структуре струя (рис. 110) делится на три участка. На первом, начальном участке струя имеет близкое к цилиндрической форме ядро, обладающее наибольшими плотностью и давлением. По мере удаления от насадка сечение ядра уменьшается, а зона струи вокруг ядра все больше насыщается пузырьками воздуха. В конце начального участка эта зона заполняет все сечение. На втором участке струи, полностью насыщенном пузырьками воздуха, начинается распад струи. На третьем участке струя представляет смесь отдельных движущихся капель с воздухом. К концу участка струя полностью распадается.

Для эффективной разработки грунта наиболее целесообразно использовать первый участок струи. Однако в целях безопасности устанавливать близко гидромониторы к забою нельзя (гидромониторы ближнего боя).

Поэтому обычно используют второй участок струи (гидромониторы дальнего боя).

Третий участок используется только для удаления разрыхленного грунта.

Скорость (м/с) истечения струи воды из насадка гидромонитора определяют по формуле:

$$v = \varphi \sqrt{2gH},$$

где $\varphi = 0,95$ — коэффициент скорости; H — напор у насадка, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; $g = 9,81$ м/с².

Зная скорость вылета струи, можно определить без учета сопротивления воздуха дальность полета струи (м), как для тела, брошенного под углом α к горизонту:

$$l = \frac{v^2}{g} \sin 2\alpha.$$

Вследствие сопротивления воздуха фактическая дальность полета струи будет почти в 2 раза меньше. Расход воды (м³/с) через насадок гидромонитора может быть определен по формуле:

$$Q = \mu S \sqrt{2gH},$$

где $\mu = 0,9...0,93$ — коэффициент расхода; S — площадь отверстия насадка, м²; H в м; $g = 9,81$ м/с².

Часовая производительность гидромониторов колеблется от 5 м³ до нескольких тысяч кубометров, в зависимости от типа гидромонитора, схемы забоя и грунтовых условий.

При воздействии струи на забой ее размывающая способность характеризуется ударной силой (H), которая определяется выражением:

$$P = 2k\gamma SHg \sin \theta,$$

где k — коэффициент уменьшения ударной силы струи по мере удаления от забоя; γ — плотность воды, кг/м³; S — поперечное сечение насадка, м²; H — напор у насадка, м; θ — угол встречи струи с забоем; g — ускорение свободного падения, м/с².

Для эффективного размыва грунта расстояние между насадком гидромонитора и поверхностью грунта в забое выбирается таким, чтобы скорость воды в момент удара о стенку забоя составляла не менее 10...12 м/с для песчаных грунтов, 20...25 м/с для супесей и суглинков и 30...35 м/с для средних и тяжелых глин при удельном расходе воды соответственно 2...5, 6...15 и 16...18 м³ воды на 1 м³ грунта. Вода, смешиваясь с частицами грунта, образует пульпу, которая при благоприятных условиях стекает в приямок — зумпф, откуда перекачивается специальным грунтовым насосом или гидроэлеватором.

На гидромонитор, пропускающий большое количество воды, действуют реактивная сила струи, вылетающей из насадка, и силы, возникающие в коленах подводящей части. Эти силы создают моменты, стремящиеся опрокинуть гидромонитор, устойчивость которого может достигаться пригрузом рамы или связью рамы со специальными сваями, забиваемыми в грунт.

Управление гидромонитором осуществляется: вручную специальным рычагом-водителем, один конец которого неподвижно закреплен на стволе гидромонитора; дефлектором, облегчающим поворот ствола силой реакции вытекающей струи; дистанционно гидроцилиндрами, поворачивающими ствол в двух плоскостях.

Гидроэлеваторы (струйные насосы) применяют для перекачивания пульпы и загрязненных жидкостей. Принцип их работы основан на передаче энергии от одного потока (с большим значением) к другому (с меньшим значением энергии).

Высокая надежность гидроэлеваторов определяется отсутствием подвижных частей. Их можно изготавливать в любых мастерских. При засасывании воздуха не происходит срыва вакуума. Монтаж и демонтаж нетрудоемки.

Рабочая жидкость (рис. 111) с большой скоростью вытекает из трубы 1 через сопло 2 в приемную камеру 3, в которой пульпа засасывается из приемной трубы 6 путем разрежения. Далее смесь поступает в смесительную камеру 4, где происходит смешивание двух потоков и передача части кинетической энергии от первого потока ко второму. В диффузоре 5 кинетическая энергия единого потока преобразуется в потенциальную энергию напора.

Существенный недостаток гидроэлеваторов — низкий КПД (0,2...0,3) и затруднительная перекачка пульпы с каменистыми включениями.

Землесосными снарядами (земснарядами) называются плавучие землеройные машины, разрабатывающие грунт под водой (в отличие от гидромонитора) и транспортирующие его к месту укладки.

Земснаряды могут разрабатывать грунт на глубине от 2...3 м до нескольких десятков метров.

Предельная дальность гидравлической транспортировки грунта колеблется от нескольких десятков метров до нескольких километров.

Мощность силовых установок земснарядов колеблется от нескольких десятков киловатт до нескольких сот и даже тысяч киловатт.

В качестве двигателей применяют дизели или электрические двигатели.

Земснаряд представляет судно, как правило, несамоходное, на котором размещены силовое оборудование, рыхлительные и грунтозаборные устройства и др.

Земснаряды классифицируют по типу главного агрегата (грунто-

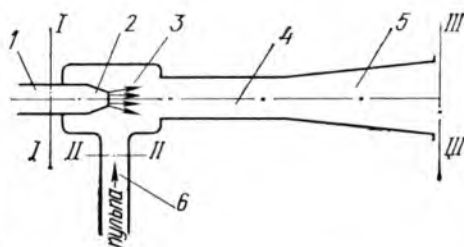


Рис. 111. Схема гидроэлеватора:

1 — напорная труба; 2 — сопло; 3 — приемная камера; 4 — смесительная камера; 5 — диффузор; 6 — приемная труба.

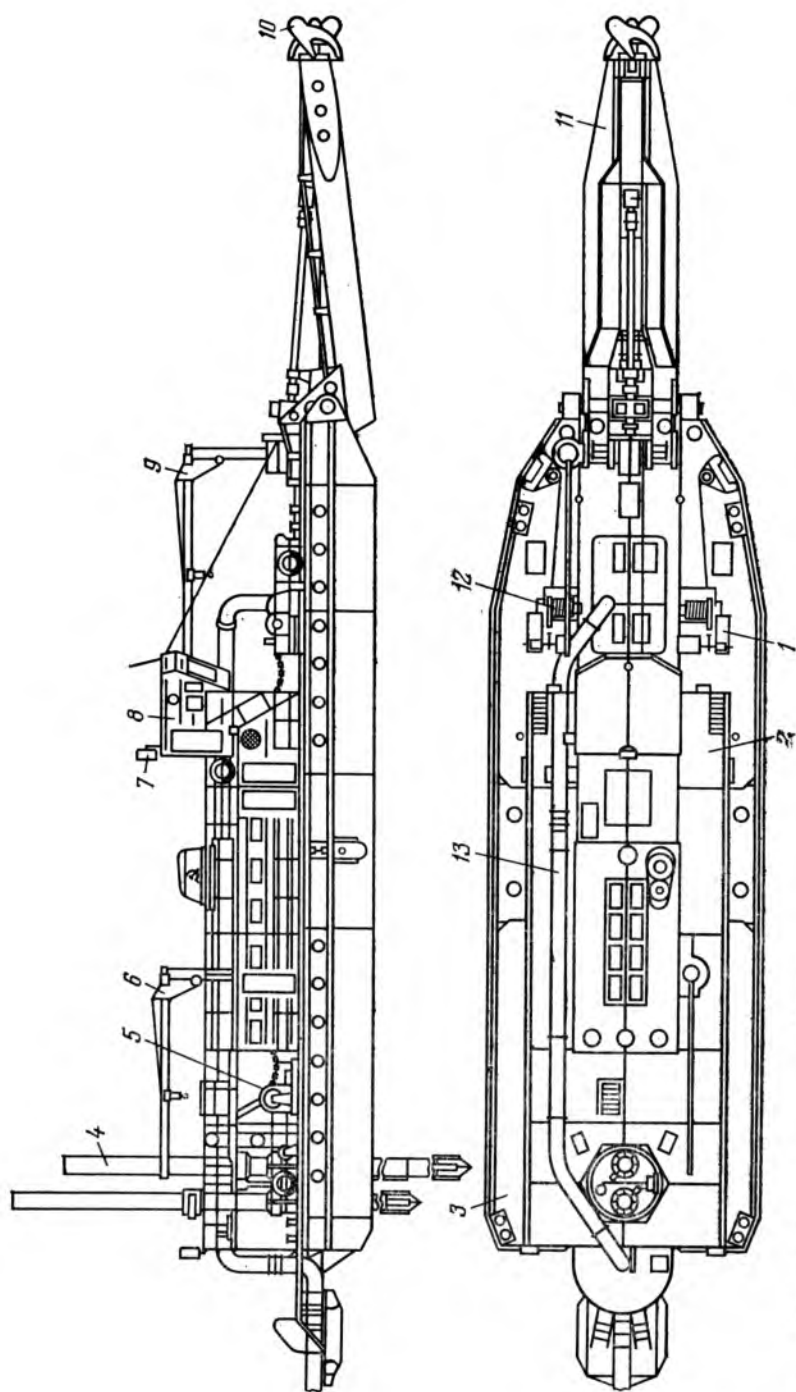


Рис. 112. Общий вид земснаряда МЗ-6:

1, 12 — паннонажные лебедки; 2 — надстройка; 3 — корпус; 4 — свайный механизм; 5 — лебедка; 6, 9 — краны; 7 — прожектор; 8 — рубка багерейстера; 10 — фреза; 11 — рама грунтозаборного устройства; 13 — корпусный пультпровод.

вой насос, водоструйный насос или эрлифт); по способу грунтозабора (непосредственное всасывание и предварительное рыхление); по способу транспортировки грунта; по системе управления (с ручным управлением, частично автоматизированные). Их различают также по часовой производительности по грунту: особо малые (до 50 м³/ч), малые (50...200 м³/ч), средние (200...500 м³/ч), крупные (500...1000 м³/ч) и особо крупные (более 1000 м³/ч).

В мелиоративном строительстве применяют земснаряды производительностью 30...650 м³/ч, с дальностью транспортировки до 1500 м.

Основными сборочными единицами земснаряда МЗ-6 (рис. 112), применяемого в мелиоративном строительстве, являются: грунтозаборное устройство с фрезой 10, разрыхляющей грунт и смешивающей его с водой; грунтовой насос; всасывающий пульпопровод, по которому пульпа поступает в грунтовой насос; напорный корпусной пульпопровод 13, по которому пульпа поступает от грунтового насоса к месту укладки; устройства для рабочих перемещений (свайный механизм 4 и папильонажные лебедки 1 и 12); корпус 3 земснаряда, на котором установлены все агрегаты земснаряда.

Грунтозаборные устройства бывают двух типов: всасывающие грунт без рыхлителей и оборудованные каким-либо рыхлителем.

Наиболее распространенными являются фрезерные рыхлители различной конструкции. Открытая фреза (рис. 113) предназначена для работы в песчано-гравелистых грунтах, а закрытая или митрообразная (рис. 114) — в песчаных и других грунтах.

Фрезерный рыхлитель устанавливается на подъемной раме грунтозаборного устройства 11 (рис. 112), шарнирно-закрепленной на носовой части корпуса 3 землесоса.

Фрезы крепятся на валу, который приводится во вращение от электромотора.

Всасывающая труба грунтозаборного устройства установлена на той же подъемной раме 11 и соединяется посредством шарнира со всасывающей трубой **грунтового насоса**.

При работе земснаряд передвигается при помощи специальных устройств, что обеспечивает постоянный контакт грунтозаборного устройства с грунтом.

Существуют различные способы рабочих перемещений земснарядов (папильонирование): тросовое, свайное с якорями и без них и др.

В строительстве наибольшее распространение получило папильонирование с помощью свайного хода и тросов с якорями, закрепляемыми в забое по обе стороны земснаряда. Свайный ход бывает простым и роторно-напорным.

Схема простого свайного хода приведена на рисунке 115. При этом способе на корме земснаряда установлены механизмы для подъема и

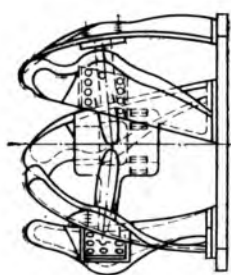


Рис. 113. Открытая фреза.

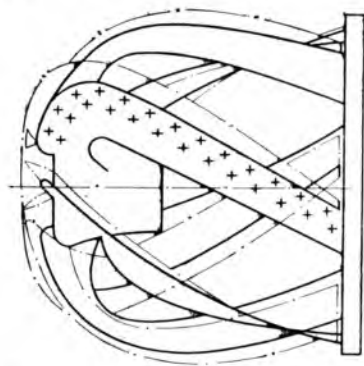


Рис. 114. Закрытая митрообразная фреза.

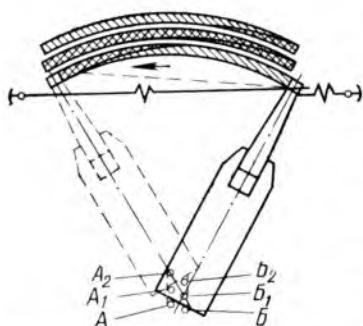


Рис. 115. Схема простого свайно-тросового папильонирования земснаряда.

опускания свай, а на палубе — папильонажные лебедки с намотанными на их барабаны тросами, на концах которых укреплены якоря.

Папильонирование осуществляется следующим образом: одна из свай *A* сбрасывается на грунт и под действием силы тяжести входит в него на некоторую глубину. Вторая свая *B* остается поднятой. Наматывая трос на левую лебедку, можно заставить земснаряд поворачиваться вокруг сваи *A*. Фреза грунтозаборного устройства опишет дугу, и земснаряд займет новое положение, показанное пунктиром. Опуская затем сваю *B* и поднимая сваю *A*, а также од-

новременно наматывая трос на правую лебедку, поворачиваем земснаряд в новое положение. При этом он продвигается вперед, разрабатывая грунт переменными по толщине папильонажными лентами.

При роторно-напорном свайном ходе земснаряд разрабатывает грунт на расчетную ширину забоя равными, постоянными по толщине концентрическими папильонажными лентами, что обеспечивает равномерную загрузку двигателя по мощности и равномерную производительность.

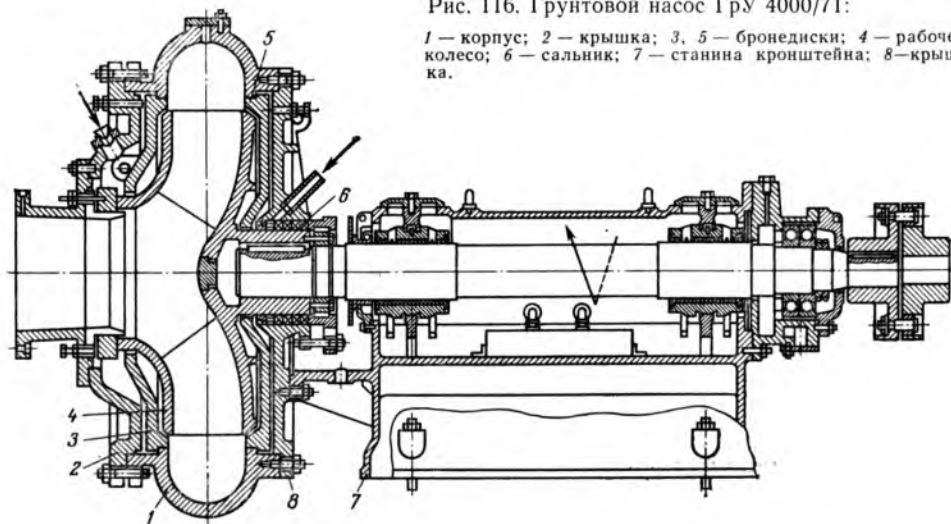
Грунтовые насосы, применяемые для перекачивания пульпы, по принципу работы не отличаются от центробежных насосов для чистой воды, однако по конструкции они имеют существенные различия.

Современные грунтовые насосы являются одноступенчатыми консольными насосами с односторонним всасыванием. Вал насоса расположен горизонтально, но есть конструкция с вертикальным расположением вала. Он установлен на подшипниках скольжения с баббитовыми вкладышами или подшипниках качения.

В отличие от насосов для чистой воды, проточная часть которых чаще всего представляет постепенно расширяющийся канал-диффузор, в грунтовых насосах корпус имеет форму, близкую к концентрической, что увеличивает гидравлические потери. Проточная часть грунтовых насосов несколько увеличена, это обусловлено необходимостью пропуска крупных обломочных включений гравия, камней и древесных включений.

Рис. 116. Грунтовый насос ГрУ 4000/71:

1 — корпус; 2 — крышка; 3, 5 — бронедиски; 4 — рабочее колесо; 6 — сальник; 7 — станина кронштейна; 8 — крышка.



Рабочие колеса грунтовых насосов проектируют обычно с числом лопаток 3...6.

Скорости в каналах грунтовых насосов достигают 30 м/с, вследствие чего абразивные включения бомбардируют внутренние поверхности проточных каналов, что ведет к их интенсивному износу. В целях борьбы с износом при проектировании и изготовлении грунтовых насосов разрабатывается целый ряд мероприятий, упорядочивающих движение пульпы в каналах проточной части насоса. Кроме того, изготавливают детали насосов из износостойких сталей и чугунов, монтируют сменные броневого листы внутри камеры, используют резиновую футеровку рабочего колеса и камеры.

Грунтовые насосы выпускают по ГОСТ 9075—75 на подачу 27...12 500 м³/ч и напор 9...100 м трех типов: Гр — с нормальным сечением проточной части; ГрУ — с увеличенным на 25 % размером сечения проточной части; ГрО — с уменьшенным на 15 % размером сечения проточной части. Их могут изготавливать в однокорпусном и двухкорпусном исполнении.

На рисунке 116 представлен грунтовой насос ГрУ 4000/71, применяемый в мелиоративном строительстве и имеющий подачу 4000 м³/ч при напоре 71 м. Для его привода используется асинхронный электродвигатель мощностью 1 250 кВт.

Глава XVII. МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ РАЗРЫХЛЕНИЯ И РАЗРАБОТКИ ПРОЧНЫХ И МЕРЗЛЫХ ГРУНТОВ

Возможность круглогодичного производства земляных работ не только увеличивает производительность существующего парка машин и сокращает их простои, но и способствует быстрейшему вводу объектов в эксплуатацию к началу весенне-полевых работ, что особенно важно для вновь сдаваемых мелиорируемых земель, ускоряет фондоотдачу капитальных вложений, ликвидирует сезонность и создает возможность в закреплении квалифицированных кадров.

Сдерживающий фактор — неспособность большинства серийных землеройных и землеройно-транспортных машин вести непосредственную разработку мерзлых, отличающихся высокой прочностью и абразивностью, грунтов.

Среди мелиоративных объектов, которые строят зимой, можно выделить открытые каналы, закрытый дренаж, трубчатые переезды, закрытые оросительные сети и др.

Существующие методы разработки и подготовки мерзлых грунтов к разработке (рис. 117) используются в зависимости от вида сооружения, природно-климатических условий, технико-экономического обоснования.

В мелиоративном строительстве наиболее распространены следующие методы:

предохранение грунтов от промерзания или уменьшение глубины промерзания сезонномерзлых грунтов (сохранение энергетического и структурного состояния грунта); необходимо планировать очередность производства сооружаемых объектов и проводить подготовительные операции задолго до начала основных работ; энергоемкость 0,5...1,6 кВт·ч/м³; затраты труда человека 0,01...0,15 ч/м³; стоимость 0,03...0,5 р/м³;

тепловое оттаивание мерзлых грунтов (без механического нарушения структурного состояния); из-за высоких энергозатрат (70...200 кВт·ч/м³) и затрат труда человека (0,1...0,5 ч/м³) применяют ограниченно; стоимость 0,7...2,0 р/м³;

механическое нарушение структурного состояния мерзлого грунта, осуществляемое:

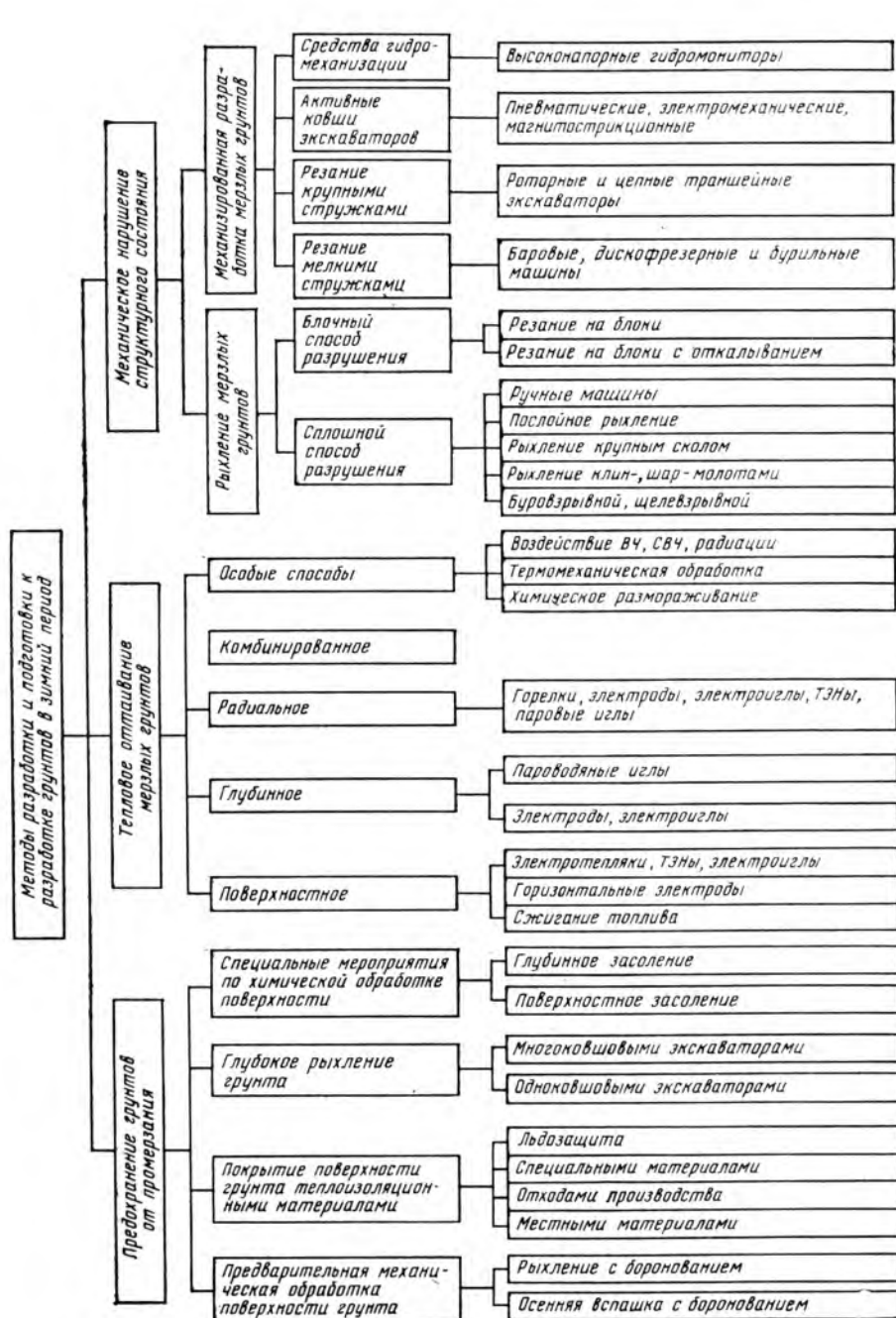


Рис. 117. Классификация методов разработки и подготовки грунтов в зимний период.

рыхлением мерзлого грунта — подготовительная операция, не являющаяся законченным технологическим процессом, — сплошным и блочным способом; энергоёмкость $1...18 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$; затраты труда человека $0,02...0,2 \text{ ч}/\text{м}^3$; стоимость $0,2...2,5 \text{ р}/\text{м}^3$;

механизированной разработкой мерзлого грунта, отличающейся законченностью технологического процесса и выполняемой рабочими органами машин, способными сконцентрировать и реализовать высокие удельные нагрузки, достаточные для разрушения цементационных связей мерзлого грунта; как правило, разрушение и экскавация грунта осуществляются одним рабочим органом; энергоёмкость $3...6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$; затраты труда человека $0,1...0,4 \text{ ч}/\text{м}^3$; стоимость $0,1...0,9 \text{ р}/\text{м}^3$.

1. Машины динамического действия для объёмного разрушения и рыхления мерзлых и прочных грунтов крупным сколом

Объёмное разрушение и рыхление мерзлого грунта крупным сколом может осуществляться (рис. 118) свободно падающими клин-, шар-молотами, падающим по направляющим рабочим органом, забиваемым рабочим органом, вибрационным, виброударным и частоударным рабочим органом.

Наибольшее распространение получили клин-, шар-молоты к одноковшовым экскаваторам. При небольшой глубине промерзания применяют шар-молоты, которые при многократном сбрасывании на поверхности и по глубине образуют сеть трещин, нарушают целостность массива. Клин-молоты, кроме объёмного разрушения благодаря внедрению режущей кромки в массив мерзлого грунта, осуществляют скол глыб грунта. Клин-, шар-молоты с помощью канатно-блочных систем и специальных захватных устройств, исключающих закручивание каната, могут навешиваться на одноковшовые экскаваторы, а в отдельных случаях на тракторы класса тяги 6 и более, оборудованные стрелами. Это оборудование может быть полностью металлическим, бетонным в металлической оболочке и т. д. Преимущество — простота конструкции и возможность изготовления строительными организациями. Однако его нельзя использовать вблизи различных сооружений из-за сильного сейсмического колебания почвы вокруг забоя, который следует ограждать барьером, предохраняющим от разлета кусков породы.

Несмотря на большую энергию удара ($150...300 \text{ кДж}$), производительность машин со свободно падающими рабочими органами по причине больших затрат на ненаправленные неэффективные удары и значительное рассеивание энергии очень низкая. Сбрасывание рабочего органа под некоторым углом к вертикали за счёт большей доли скола грунта оказывается более эффективным, чем сбрасывание по вертикали. Но

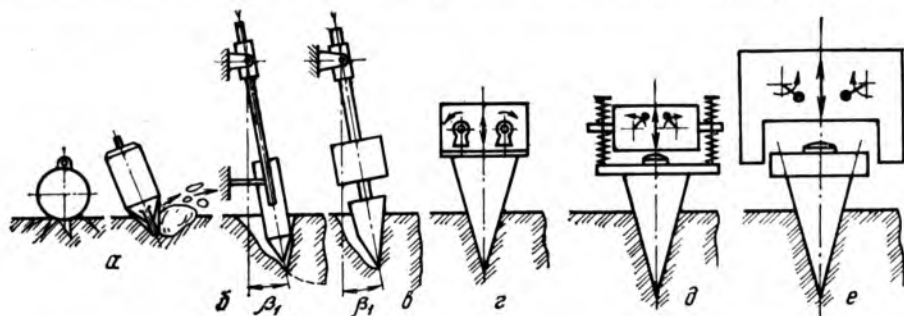


Рис. 118. Конструктивные схемы рабочих органов рыхлителей мерзлого грунта для объёмного разрушения и рыхления крупным сколом:

а — клин-, шар-молот; б — падающий по направляющим; в — забиваемый; г — вибрационный; д — виброударный; е — частоударный.

наклонное прицельное сбрасывание — более сложный процесс и требует высокой квалификации оператора.

Одним из вариантов свободно падающих рабочих органов являются падающие стрелы — сменное рабочее оборудование к одноковшовым экскаваторам Э-302, Э-652, обеспечивающее рыхление грунта, промерзшего на глубину до 1,5 м. При монтаже падающих стрел используется оборудование обратной лопаты. Рабочий орган — лом квадратного сечения, перемещаемый внутри корпуса сварной конструкции. Наконечник лома наплавляется твердосплавным электродом типа Т-620. Верхняя часть лома соединяется с пневматическим амортизатором, предохраняющим сборочные единицы экскаватора от резких динамических нагрузок при ударе. Вследствие фиксированного удара меньше рассеивается энергия и разлетаются куски. Однако постоянное извлечение инструмента из среды требует затрат энергии на преодоление сил трения, и от удара к удару грунт находится в ненапряженном состоянии. Падающие стрелы обладают значительной энергией удара: 18,5 и 40,6 кДж при массе ударной части 0,7 и 1,45 т, но частота ударов не превышает 0,1 с⁻¹.

Направленное падение рабочих органов обеспечивает концентрацию энергии на ограниченном участке, что приводит к последующему образованию лидирующих трещин и отколу грунта. Движение рабочих органов по жестким направляющим создает условие соосности наносимых ударов. Это уменьшает энергоемкость скола грунта. Однако к моменту следующего удара рабочий орган должен быть освобожден из грунта, где происходит его защемление.

Конструкции машин с падающим рабочим органом очень многообразны, так как их изготовлением занимаются строительные организации. В большинстве случаев они представляют заднее навесное оборудование на тракторах, впереди трактора монтируют противовес или бульдозерный отвал. Падающий рабочий орган выполняется в виде массивного клинового рыхлителя, число клиньев на рабочем органе 1...3; реже рабочий орган изготавливается из пяти расположенных в ряд сваренных стальных брусков.

От удара к удару траектория движения клина представляет ломаную линию (зигзагообразная траектория), то есть в процессе внедрения клин одновременно с вертикальным перемещением смещается горизонтально в сторону меньшего сопротивления (в сторону забоя). Это смещение вызывается горизонтальной составляющей динамического усилия внедрения. Наибольшее перемещение отмечено в нижней части крепления направляющей к базовой машине.

В случае жесткого закрепления горизонтальная составляющая будет полностью восприниматься нижним узлом крепления, что приводит к интенсивному разрушению металлоконструкции. При установке амортизаторов горизонтальная составляющая частично уменьшается в результате смещения рабочего органа. Однако при крупном сколе грунта возможное перемещение достигает до $\frac{1}{3}$ глубины погружения. Для обеспечения в момент удара беспрепятственного перемещения направляющей с рабочим органом в сторону забоя и фиксации достигнутого положения направляющей используют следящее устройство. Работа следящего устройства заключается в автоматическом поддержании такого положения направляющей, когда конец траектории при предыдущем ударе является началом траектории при последующем ударе. Это разгружает металлоконструкцию и базовую машину от горизонтальной составляющей динамического усилия, повышает надежность и производительность машины. Следящим устройством оборудованы машины МГ-1-48 (МГ-1-60) (рис. 119) и МГ-1-28, выполненные в виде навесного оборудования соответственно к экскаватору ЭО-2621 и трактору класса 10.

Ударник 6 со сменным рабочим наконечником в виде асимметричного клина 8 и дополнительными грузами 4 перемещается между направляющими трубами рамы 1, которая сверху крепится к стреле экскаватора

взамен рукояти с ковшом. Рабочий орган поднимается гидравлическим полиспастом 2. При втягивании штока в цилиндр происходит свободное падение груза; время перемещения штока меньше, чем время свободного падения рабочего органа, поэтому гидроцилиндр не препятствует падению ударника.

В нижней части направляющая соединяется со стрелой экскаватора посредством следящего механизма 3, зубчатая рейка которого крепится к специальному ползуну, перемещаемому в трубе 9. Управление стопором 10 следящего механизма, фиксирующим зубчатую рейку, осуществляется канатом 11, проходящим по роликам 12 к рычагам управления 13. В машине МГ-1-60 стопором управляют гидроцилиндром. После первого удара направляющая рама 1 отклоняется от вертикали на некоторый угол и последующие движения ударника 6 происходят по наклонным направляющим, угол наклона которых возрастает по мере внедрения клина в грунт. Энергия удара у машин МГ-1-48 и МГ-1-28 составляет 5,5 и 65,0 кДж при частоте ударов 0,5 и 0,16 с⁻¹.

К машинам с падающим рабочим органом относят пневматический бетонолом, предназначенный для разрушения твердых дорожных покрытий и верхней смерзшейся корки грунта. Бетонолом монтируют на шасси автомобиля МАЗ-200 на специальной поворотной раме, где одновременно устанавливают компрессорную станцию ЗИФ-ВКС-6. Крепление пневмомолота к поворотной раме обеспечивает отклонение его оси от вертикали на $\pm 4^\circ$ и поворот на 90° в каждую сторону от оси машины.

Падающая часть молота состоит из рабочего органа симметричной конструкции, штока, поршня с кольцами и других деталей. Пневмомолот работает по принципу молота двойного действия. Энергия удара 6 кДж, частота ударов до 0,66 с⁻¹.

Общие недостатки машин с падающим рабочим органом — необходимость извлечения его перед последующим ударом (усилие защемления в 1,5...2 раза превышает силу тяжести рабочего органа), что приводит к снятию напряженного состояния в массиве с последующей потерей части энергии удара на преодоление упругих сил, а также преодоление вредных сопротивлений в направляющих. Указанные машины могут работать при вертикальном или близком к вертикальному положению рабочих органов, то есть требуют после откола глыбы перестановки на новую позицию, а следовательно, могут быть только циклическими.

Машины динамического действия с забиваемым рабочим органом бывают навесными к тракторам или одноковшовым экскаваторам с же-

Рис. 119. Машина МГ-1-48 с падающим рабочим органом и следящим устройством:

1 — направляющая рама; 2 — гидравлический полиспаст; 3 — следящий механизм; 4 — дополнительные сменные грузы; 5, 7 — защитное ограждение; 6 — ударник; 8 — асимметричный клин; 9 — труба; 10 — стопор; 11 — канат; 12 — направляющие ролики; 13 — рычаги управления.

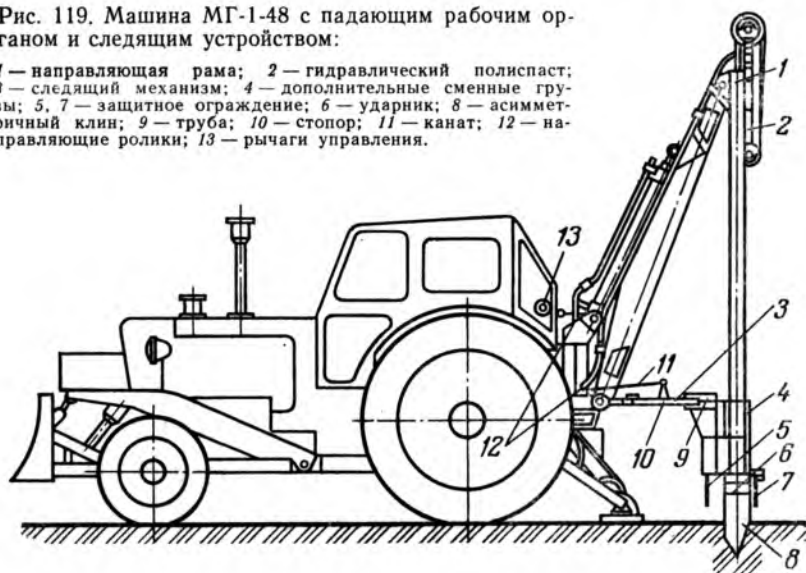
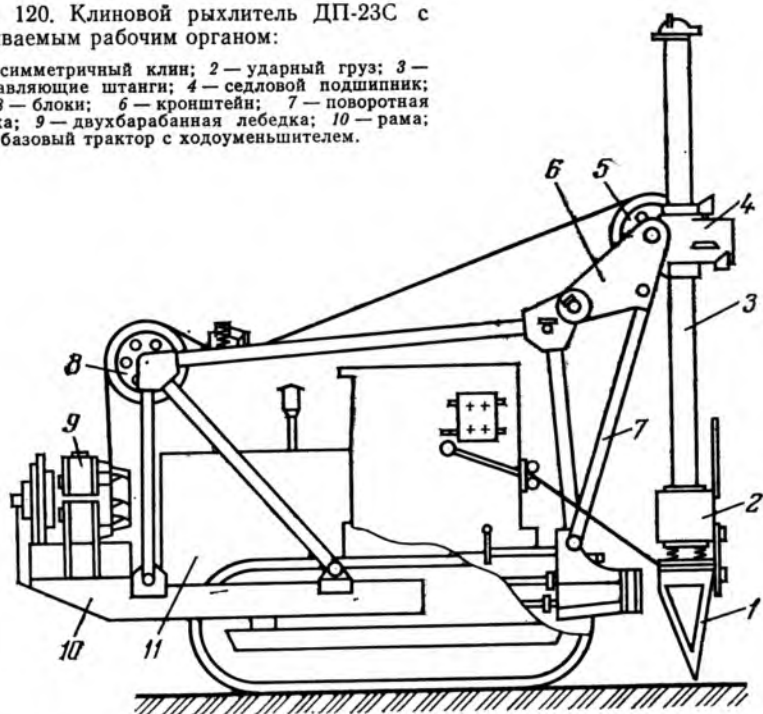


Рис. 120. Клиновой рыхлитель ДП-23С с забиваемым рабочим органом:

1 — асимметричный клин; 2 — ударный груз; 3 — направляющие штанги; 4 — седловой подшипник; 5, 8 — блоки; 6 — кронштейн; 7 — поворотная стойка; 9 — двухбарабанная лебедка; 10 — рама; 11 — базовый трактор с ходоуменьшителем.



стойкой или шарнирной направляющей. В качестве источников ударных импульсов применяют молоты (механические, дизельные, пневматические, гидравлические, вибрационные и др.).

Рабочие органы этих машин от удара к удару остаются заглубленными вплоть до отделения глыбы грунта от массива, поддерживая в грунте напряженное состояние, благодаря чему потребное число ударов при одинаковой энергии одного удара значительно меньше, чем в машинах с падающим рабочим органом.

Общий недостаток машин с забиваемым рабочим органом — потеря энергии (до 50 % и более) на соударение между клином и падающим ударником. Скорость удара в машинах этого типа ограничена контактной прочностью материала соударяющихся тел и для сталей не может превышать 8 м/с.

Клиновой ударный рыхлитель ДП-23С с забиваемым рабочим органом и механическим молотом — свободно падающим грузом, смонтированный на базе трактора Т-130, показан на рисунке 120. Рабочий орган — два забиваемых в грунт асимметричных клина 1 с двумя направляющими штангами 3, по которым перемещаются грузы 2, массой каждый по 1500 кг. Между клином и грузом установлены резинометаллические амортизаторы, способствующие увеличению времени соударения и предохраняющие рабочее оборудование от поломок.

Штанги 3 установлены в седловых подшипниках 4, жестко соединенных попарно, они образуют траверсу, которая шарнирно крепится к заднему кронштейну 6 металлоконструкции, опирающемуся на поворотную стойку 7.

На специальной раме 10 в передней части трактора смонтирована двухбарабанная лебедка 9 управления грузами и клиньями. Рабочие органы работают независимо один от другого.

Наличие на клине и траверсах конечных электрических выключателей обеспечивает автоматическую работу оборудования. В трансмиссии трактора предусмотрен ходоуменьшитель с фрикционной муфтой предельного момента, что позволяет получать следующие скорости рабочего хода: 9,4; 12,8; 18,6 м/ч.

Рыхление мерзлого грунта происходит при непрерывном движении трактора с указанными скоростями, при этом клинья остаются заглубленными до полной забивки на требуемую глубину, после чего их извлекают, а трактор перемещается на шаг забивки. Для выглубления клиньев необходимо их соединить с грузами специальными захватами, шарнирно-закрепленными на каждом клине и управляемыми из кабины с помощью двух барабанов.

При высоте падения груза 1,5...2,5 м и частоте ударов $0,2\text{ с}^{-1}$ машина обеспечивает производительность до $45\text{ м}^3/\text{ч}$ при глубине рыхления до 1,1 м. Энергия удара 22,5...37,5 кДж.

Простейшим видом сменного оборудования с забиваемым рабочим органом является навесное рыхлительное приспособление к экскаваторам Э-652 и Э-10011. К оголовку стрелы базовой машины на шарнире прикрепляют направляющую штангу, в нижней части которой имеется прижимная головка, передающая часть силы тяжести стрелы на рабочий клин. Клин относительно штанги имеет свободное осевое перемещение вниз. Клин забивается грузом, который поднимают лебедкой базовой машины; груз перемещается по направляющей штанге.

Рыхлительное оборудование с дизель-молотом (см. главу XIX) может быть установлено на экскаватор или трактор. Дизель-молот с клином перемещается по направляющей раме, а для подъема молота или его ударной части используется лебедка. Существенные недостатки, присущие дизель-молотам, — затрудненный запуск при низких температурах, необходимость частых остановок и запусков после заглубления клина на расчетную глубину и перестановки на новую позицию, низкий КПД. В последние годы в машинах для рыхления мерзлого грунта дизель-молоты применяли ограниченно.

С широким внедрением гидравлических экскаваторов возникла необходимость иметь к ним сменное оборудование для разработки мерзлых грунтов, выполняемое в виде гидро- или пневмомолотов.

На рисунке 121, а представлен экскаватор ЭО-2621А с дополнительным сменным оборудованием — гидропневматическим молотом ГПМ-120, устанавливаемым на рукоять 9 вместо ковша. Оборудование при комплектовании клином или пикой применяют для рыхления мерзлых грунтов на глубину до 0,4 м за один проход производительностью не менее $5\text{ м}^3/\text{ч}$, а также для дробления негабаритов, разрушения покрытий, в стесненных условиях и на рассредоточенных объектах с малыми объемами работ. При комплектовании молота трамбующей плитой машину можно применять для уплотнения талых грунтов. Энергия удара 1200 Дж при частоте до 4 с^{-1} .

Гидромолот подключается к гидравлической системе экскаватора к секции распределителя цилиндра стрелы. Поток жидкости от насоса трактора направляется на питание гидронасоса стрелы, а поток жидкости от насосов экскаватора — к гидромолоту. Жидкость из гидромолота сливается по двум трубопроводам: к верхнему распределителю экскаватора и всасывающему трубопроводу насосов экскаватора.

Гидропневматический молот ГПМ-120 (рис. 121, б) состоит из корпуса 25 с направляющей 27, во втулке которой совершает возвратно-поступательное движение инструмент 28. В корпусе 25 установлены также бронзовые втулки 23 и 29 для перемещения в них бойка 26 и клапана 24.

В противоположной от инструмента части молота установлен пневмоаккумулятор, образованный втулкой 23, клапаном 24, корпусом 25 и поршнем 22. Поршень 22 и втулка 23 в корпусе укрепляются гайкой 30. Пневмоаккумулятор заправляется воздухом через клапан 20.

Шесть пружин 21, размещенных в опорах 31 и 32, гасят вредное влияние энергии отдачи молота на экскаватор.

Без поджатия инструмента рабочая жидкость свободно перетекает из напорной магистрали в сливную, молот не работает. При нажатии на

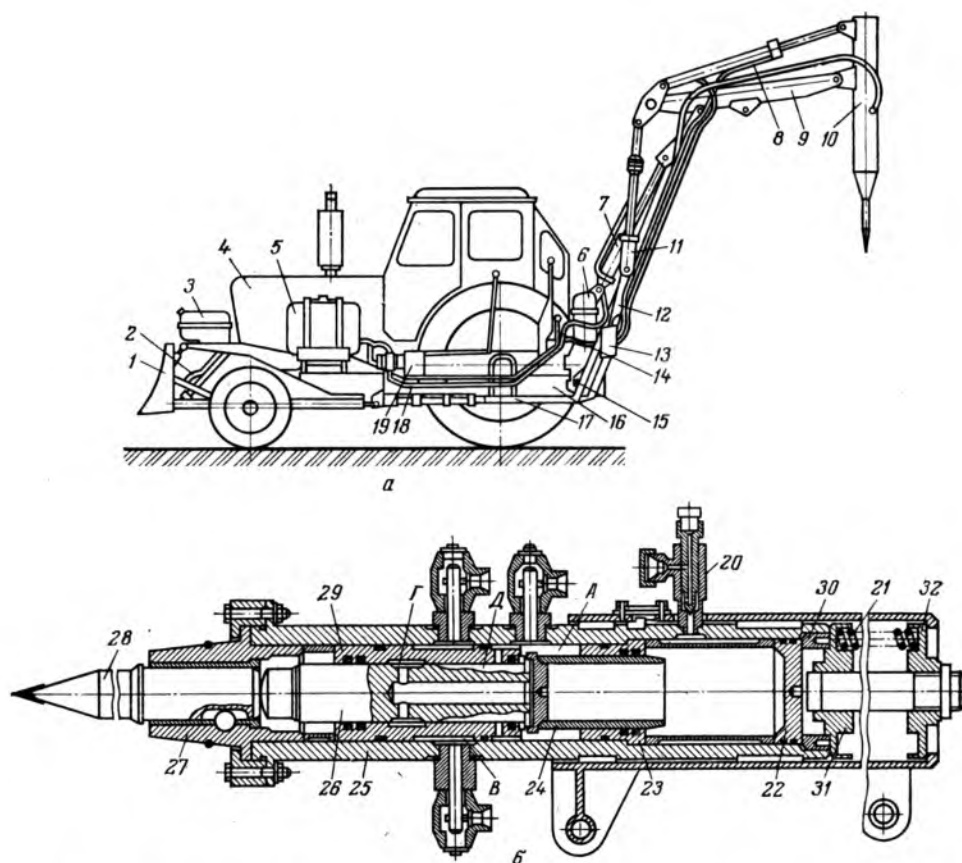


Рис. 121. Одноковшовый экскаватор ЭО-2621А с гидropневматическим молотом ГПМ-120 для разрушения мерзлых грунтов:

а — схема машины; б — конструкция молота; 1 — отвал бульдозера; гидроцилиндры; 2 — бульдозера; 7 — стрелы; 8 — ковша; (молота); 11 — рукоятки; 15 — выносной опоры; 17 — поворота; 3 — топливный бак; 4 — трактор ЮМЗ-6М(Л); 5 — гидробак; 6 — поворотная колонка; 9 — рукоятка; 10 — молот ГПМ-120; 12 — стрела; 13 — выносные опоры; 14 — гидрораспределители; 16 — рама; 18 — трубопроводы; 19 — насосы; 20, 24 — клапаны; 21 — пружины; 22 — поршень; 23, 29 — бронзовые втулки; 25 — корпус; 26 — боек; 27 — направляющая; 28 — рабочий инструмент; 30 — гайка; 31, 32 — опоры пружин.

инструмент 28 он начинает давить на боек 26 до его сопряжения с клапаном 24, при этом напорная полость А разъединяется со сливной полостью В, и жидкость начинает давить на активную площадь бойка, перемещая его вместе с клапаном 24 влево до тех пор, пока не совместятся отверстия Г и Д, то есть до соединения напорной полости с полостью под клапаном. Жидкость, действующая одновременно на торец бойка 26 и клапан 24, разъединяет их. Боек под давлением жидкости, поддерживаемым воздушным аккумулятором через клапан 24, устремляется к инструменту и наносит удар по его хвостовику. После удара боек клапан вновь набегает на боек, и цикл повторяется.

В конструкциях машин для рыхления крупным сколом и послойного разрушения мерзлых и прочных грунтов применяются вибромолоты, выполняемые в виде навесного оборудования на базе тракторов или экскаваторов, как правило, с электроприводом. Электропривод виброэлемента практически не зависит ни от расстояния механизма до базовой машины, ни от траектории его движения, обеспечивает необходимую долговечность передачи. Однако в процессе работы имеет место резкое увеличение реактивной составляющей мощности, что снижает $\cos \varphi$ и КПД.

Нормальная работа возможна, если номинальная мощность генератора в 1,5...1,7 раза превышает номинальную мощность двигателя.

Механический привод вибровозбудителя от ВОМ базовой машины применяется при близком расположении механизмов, имеет более высокий КПД и меньшую стоимость, чем электропривод, но обладает громоздкостью и малой надежностью, особенно подшипниковых узлов, несмотря на то, что их монтируют в резинометаллических защитных устройствах.

Гидропривод имеет меньшую массу и достаточно высокие энергопоказатели. Гидродвигатели могут устанавливаться непосредственно на вибровозбудителях. В процессе удара давление в гидросистеме может превышать в 2 раза номинальное значение, поэтому мощность привода должна обеспечивать работу с перегрузкой, а гидроаппаратура — выдерживать максимумы пульсирующего давления. Установка в системе гидроаккумуляторов сглаживает неравномерность в потреблении рабочей жидкости.

Виброударный блок с электроприводом (рис. 122, а) представляет клин 8 с вибровозбудителем 4, упругая связь между которыми осуществляется верхними 5 и нижними 10 пружинами, изменяя степень сжатия которых можно регулировать зазор между молотом и наковальней, настраивая вибромолот на оптимальный устойчивый режим работы. Привод вибратора от электродвигателя 1 через двойную цепную передачу 2. При извлечении клина из забоя портал 3 с подъемной плитой 9 поднимается вверх относительно клина 8 лебедкой управления. При этом молот начинает ударять не по наковальне клина, а по штокам обратного боя 6.

Серийные вибромолоты мощностью 14...56 кВт, с частотой ударов 8...12 с⁻¹ и энергией удара до 5 кДж имеют массу до 6,5 т и могут применяться в виброударных механизмах для непрерывного и циклического разрушения мерзлого грунта.

В качестве сменного оборудования к одноковшовым гидравлическим экскаваторам и в рыхлителях статико-динамического действия для активизации рабочих органов применяют гидропневматические (рис. 122, б) ударные механизмы.

Гидропневмоударник имеет ударную массу в виде бойка 11, соединенного с подвижным поршнем 38, который перемещается в корпусе 12. Корпус имеет неподвижную переднюю опору 13, в направляющих которой перемещается боек 11, неподвижный задний поршень 22 и заднюю крышку 25, через центральное отверстие которой происходит слив масла в бак.

Связь поршней 38 и 22 с поршнями 19 и 34 осуществляется соединительными полукольцами 33, объединенными пружинным кольцом 21 так, что поршни 19 и 34 имеют возможность взаимного перемещения относительно поршней 38 и 22. Между поршнями 38 и 19, а также 22 и 34 имеются уплотняющие полости 18 и 32, заполненные маслом, которые необходимы для уплотнения пневмоаккумулятора 36, заполненного сжатым воздухом под начальным давлением 1,5...2,0 МПа. Подпитка полостей 18 и 32 маслом по мере утечек его в процессе работы осуществляется из возводящей полости 15 и полости управления 23 посредством обратных клапанов 31 и 37, установленных в поршнях 38 и 22.

К ударной массе (бойк 11) крепится тяга 20, заканчивающаяся хвостовиком 30 крестообразной формы.

Внутри поршней перемещается трубчатый клапан 17, имеющий рабочую площадку 26, опорную площадку 35 и буртик 27.

В процессе работы масло от насоса подается в дополнительный гидропневмоаккумулятор 24 и в полость управления 23, откуда оно по радиальным отверстиям 29 в неподвижном поршне 22 поступает в пространство между трубчатым клапаном 17 и неподвижным поршнем 22. В первоначальный момент боек 11 вместе с поршнем 38 под действием давления в пневмоаккумуляторе 36 находится в крайнем верхнем положении и перекрывает отверстие 14 для подачи масла в возводящую

полость 15. Вместе с бойком 11 перемещается вверх тяга 20, которая своим хвостовиком 30 перемещает трубчатый клапан 17, закрывающий буртиком 27 полость управления 23 от сливной полости 28. Размеры рабочей площадки 26 и опорной площадки 35 выбраны так, что под давлением масла трубчатый клапан перемещается вверх и перекрывает радиальные отверстия 39, тем самым отсоединяя возводящую полость 15 от сливной полости 16, расположенной внутри клапана 17.

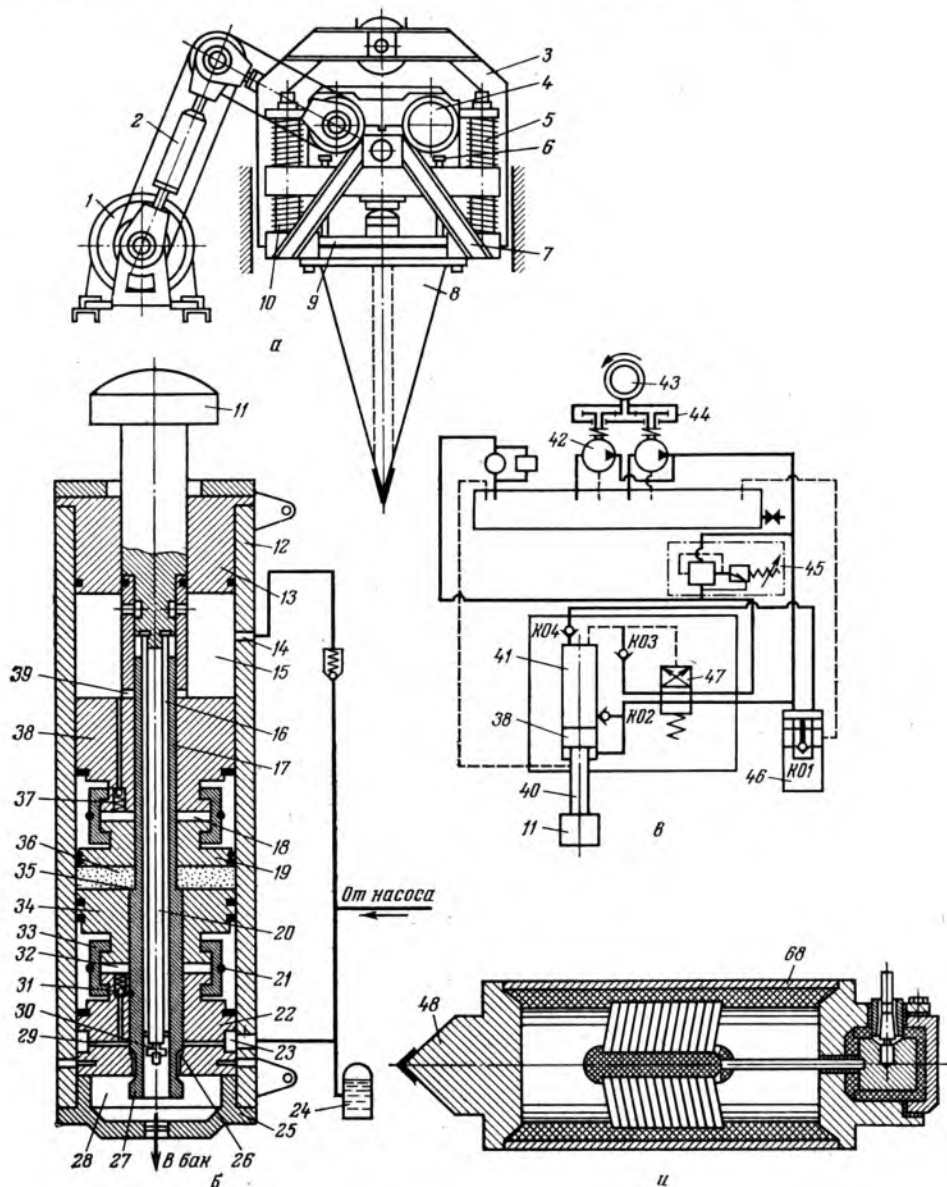
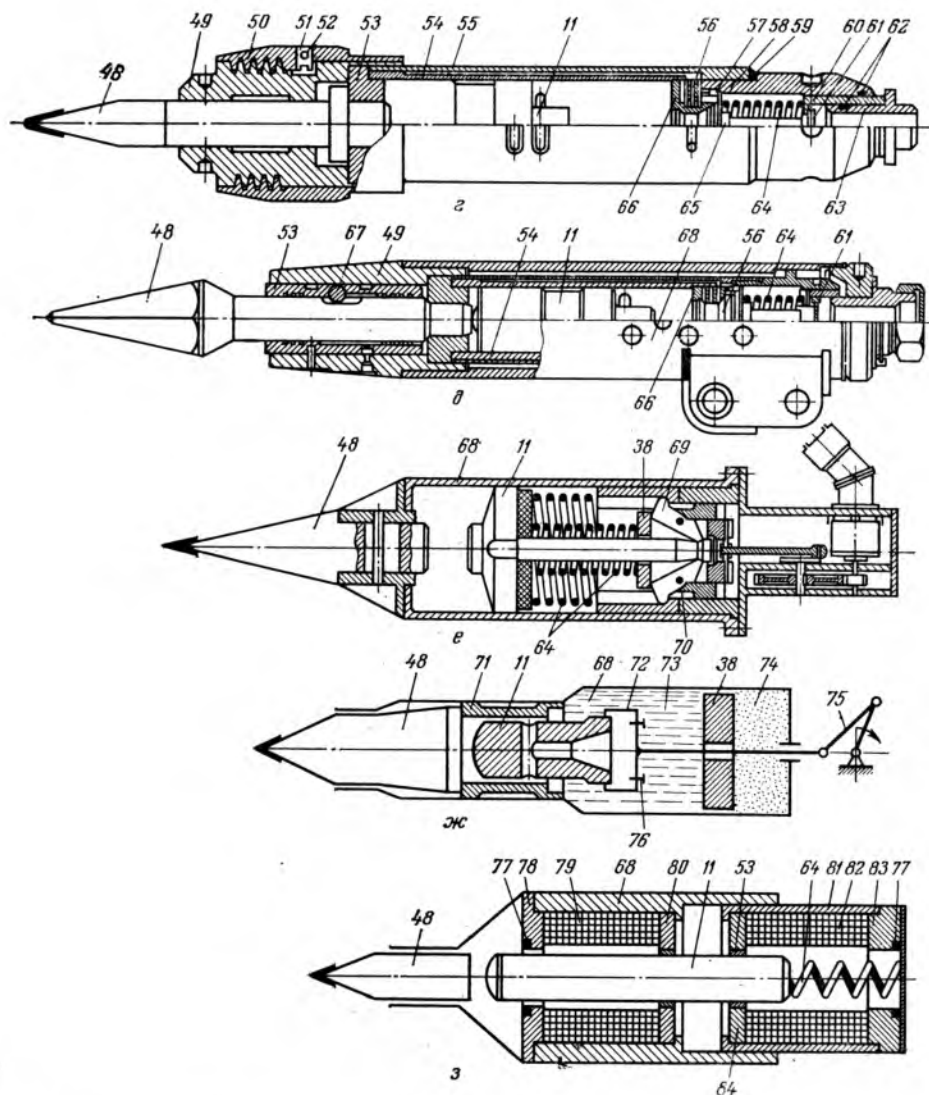


Рис. 122. Конструктивные схемы ударных блоков для разрушения прочных и мерзлых

а — виброударный с электроприводом; **б** — гидропневматический; **в** — гидравлический двойного ватора 3-й размерной группы; **г** — гидropружинный молот; **ж** — гидрозахватный молот; **з** — 1 — электродвигатель; **2** — двойная цепная передача привода; **3** — портал подвески; **4** — вибратор; **5** — вибратор; **6** — вибратор; **7** — вибратор; **8** — рабочий клин (инструмент); **9** — подъемная плита; **11** — боек; **12** — корпус; **13** — 16, 28 — сливные полости; **17** — трубчатый клапан; **18**, **32** — уплотняющие полости; **19**, **34** — поршневые полости; **24** — гидропневмоаккумулятор; **25** — задняя крышка; **26** — рабочая площадка; **27** — единичные полукольца; **35** — опорная площадка; **36** — полость пневмоаккумулятора; **38** — под-управления; **45** — предохранительный клапан; **46** — гидроаккумулятор; **47** — золотниковый распределитель; **48** — рубашка ствола; **56** — золотник; **57** — втулка с резиновым уплотнительным кольцом; **58** — гайка; **59** — упорный патрубок; **64** — пружина; **65** — толкатель; **66** — золотниковая коробка; **67** — фиксирующий; **72** — гидрозахват; **73** — рабочая камера; **74** — компенсатор; **75** — кривошипно-шатунный механизм; **81** — корпус холостой катушки; **82** — катушка холостого хода.

Для начала работы к бойку 11 необходимо приложить определенную внешнюю силу (20 кН), под действием которой поршень 38 сместится вниз, первоначально сдвинув воздух в пневмоаккумуляторе 36 и открыв отверстие 14 для подачи масла от напорной магистрали через обратный клапан в возводящую полость 15.

Насос, нагнетая масло в возводящую полость 15, смещает поршень 38, который сжимает воздух в пневмоаккумуляторе 36 до расчетного давления (3,8 МПа). Одновременно с поршнем 38 перемещается вниз и клапан 17, перекрывающий радиальные отверстия 29. Давление на рабочую площадку 26 падает до нуля, и клапан 17 под действием воз-



грунтов:

действия; *г* — пневматический для ковшей активного действия; *д* — пневматический к экскаватору; *е* — магнитострикционный вибровозбудитель; *ж* — магнитострикционный вибровозбудитель; направленного действия; 5, 10 — верхние и нижние пружины; 6 — шток обратного боя; 7 — неподвижная передняя опора; 14 — отверстие для подачи масла; 15 — возводящая полость; 20 — тяга; 21 — пружинное кольцо; 22 — задний неподвижный поршень; 23 — полость буртика; 29, 39 — радиальные отверстия; 30 — хвостовик; 31, 37 — обратные клапаны; 33 — подвижный поршень; 40 — шток; 41 — рабочий цилиндр; 42 — насос; 43 — двигатель; 44 — редуктор; 48 — зуб; 49 — бусина; 50 — обойма; 51 — стопор; 52 — шплинт; 53 — втулка; 54 — ствол; 55 — замковая шайба; 60 — стакан; 61 — клапан; 62 — резиновые уплотнительные кольца; 63 — палец; 68 — корпус; 69 — подвижные рычаги; 70 — силовые выступы; 71 — плавающая втулка; 76 — обратные клапаны; 77 — датчики; 78, 80, 83, 84 — полюсы; 79 — катушка рабочего хода;

духа в пневмоаккумуляторе, действующем на опорную площадку 35, перемещается вниз до открытия отверстий 39 для слива масла из возводящей полости в сливные полости 16 и 28. При падении давления масла в возводящей полости поршень 38 начинает ускоренно перемещаться от давления воздуха в пневмоаккумуляторе 36 и боек 11 наносит удары по наковальне рабочего органа. Одновременно вверх перемещается хвостовик 30 тяги 20, захватывая трубчатый клапан, который вновь соединяет управляемую полость 23 с напорной магистралью. Цикл повторяется. Регулировка стабильной работы достигается изменением расстояния между буртиком 27 и хвостовиком 30, а также регулировкой обратного клапана на напорной магистрали, чтобы в процессе взвода поршня насос полностью работал на закрытие клапана.

Гидропневмоударный молот рассмотренной конструкции создает энергию удара 1,5 кДж с частотой ударов 6 с⁻¹, имеет сложное устройство и требует точных регулировок.

Дальнейшим развитием конструктивных решений ударных механизмов явилось создание гидропневматических молотов ГПМ-120 (рис. 121, б), ГПМ-200, ГПМ-300 и СП-71, снабжаемых клином, пикой и трамбовочной плитой, расширяющих область применения гидравлических экскаваторов 2, 3, 4-й размерной группы. Они эффективны при разрушении мерзлых грунтов крупным сколом, при этом удельная энергия удара должна быть не менее 250...400 Дж на 1 см ширины лезвия инструмента, а сам инструмент должен располагаться шахматно на расстоянии от края забоя не более (2,0...3,5) *b*, между установками — (5...7) *b*, где *b* — ширина лезвия. Рациональной энергией единичных ударов для экскаваторов 2, 3, 4-й размерной группы являются соответственно 1000...1500, 2500...3500 и 5000...6000 Дж.

Гидравлический молот двойного действия конструкции ВНИИС-тройдормаш имеет гидравлическую схему, представленную на рисунке 122, в. Боек 11 со штоком 40 и поршнем 38 перемещается в корпусе рабочего цилиндра 41. Распределительный золотник 47 обеспечивает работу гидромолота в автоматическом режиме.

При подаче масла от насосов 42 в штоковую полость рабочего цилиндра поршневая полость работает на слив. Поршень поднимается вверх, перекрывает сливное отверстие и вытесняет жидкость в полость под золотником распределителя 47, который под действием пружины находится в верхнем положении, и через обратный клапан КО4 в гидроаккумулятор 46. Золотник переключается, и жидкость через клапан КО3 поступает в поршневую полость рабочего цилиндра, а его штоковая полость соединяется со сливной магистралью. Под действием давления жидкости на поршень и собственной массы подвижных частей боек 11 устремляется вниз. При скорости движения, превышающей максимально возможную по подаче насосов, начинается разрезать гидроаккумулятор 46. Вблизи нижней мертвой точки поршневая полость через обратный клапан КО2 соединяется со сливной магистралью, давление в подзолотниковой зоне распределителя падает, и под действием пружины золотник перемещается вверх, вновь открывая напорную магистраль для подачи жидкости в штоковую полость. Цикл повторяется. Для защиты от перегрузок в системе предусмотрен предохранительный клапан 45.

Отличительной особенностью гидромолотов является использование для привода только одного энергоносителя — рабочей жидкости гидросистемы экскаваторов; гидромолоты устанавливают взамен ковшей обратных лопат. Гидромолоты не требуют пневматических гидроаккумуляторов, их конструкция проста и надежна, в сравнении с пневматическими молотами они обладают большим КПД и меньшим шумом.

Среди серийных гидравлических молотов модели СП-70 и СП-60 получили наибольшее распространение. Масса ударника у них в 2 раза больше массы рабочего клина, что повышает КПД передачи энергии, а

скорость соударения не более 6 м/с, что практически не вызывает усталостного разрушения деталей молота.

В экскаваторах с ковшами активного действия применяют пневматические ударные блоки (рис. 122, з). Ударный блок включает зуб 48 с узлом крепления (букса 49, обойма 50 со стопором 51 и шплинтом 52), пневмомолот и механизм запуска.

Рабочая поверхность зуба на длине 70 мм наплавляется электродом ВСН-6 до поверхностной твердости HRC45 слоем толщиной 2...3 мм.

Обойма 50 приваривается к корпусу ковша.

При осевом нажатии зуб 48, перемещаясь в буксе 49, через втулку 53 нажимает на ствол 54, преодолевая сопротивление пружины 64. При этом гайка 58 скользит по стакану 60, упирающемуся через патрубок 63 и дистанционную шайбу в коллектор корпуса ковша.

Толкатель 65, перемещаясь вместе со стволом, воздействует на клапан 61 и обеспечивает подачу воздуха из коллектора в золотниковую коробку 66. Воздух из кольцевой камеры золотниковой коробки проходит во внутреннюю полость золотника и давит на боек 11, который ускоренно движется в стволе 54 и наносит удар своей сферической головкой по торцевой поверхности зуба 48. Одновременно сам боек выполняет роль золотника. При рабочем ходе ударника отработанный воздух из полости между бойком и золотниковой коробкой выходит в атмосферу. В золотниковой коробке имеется три ряда отверстий. Средний ряд постоянно соединен с атмосферой, передний ряд — с полостью между зубом и бойком, задний — с полостью между бойком и золотниковой коробкой.

При рабочем ходе золотник 56 занимает крайнее левое положение, воздух давит на боек 11, он, перемещаясь влево, первоначально открывает отверстие командного канала, и сжатый воздух начинает давить на рабочую поверхность золотника 56, заставляя его перемещаться вправо и прекращать подачу сжатого воздуха.

При холостом ходе золотник находится в крайнем правом положении, обеспечивая подачу воздуха в полость между бойком и зубом и соединяя с атмосферой полость между бойком и золотниковой коробкой. Двигаясь вправо, боек первоначально закрывает отверстие в командном канале, прерывая сообщение полости между бойком и золотниковой коробкой с атмосферой. При этом давление в полости увеличится. Когда боек откроет выхлопные окна, золотник под давлением в полости между бойком и золотниковой коробкой переместится в крайнее левое положение. Цикл повторяется.

Пневмомолот в работу включается автоматически при встрече зуба с внешней средой и достижении усилия более 5 кН (ударный блок МК-4) и 10 кН (МК-8).

При копании более слабых грунтов, когда нагрузки на зуб не превышают вышеуказанных значений, пружина 64 возвращает ствол в исходное положение, клапан 61 давлением воздуха прижимается к седлу, и работа пневмомолота прекращается.

Пневмомолот СП-66 (рис. 122, д) является сменным рабочим оборудованием гидравлическим экскаваторам 3-й размерной группы и может комплектоваться четырехгранным зубом 48, коническим клином и лопатой. Основные части пневмомолота: крепление сменного зуба, включающее сменную втулку 53 и буксу 49, приваренную к корпусу 68, с фиксирующим пальцем 67; ударный механизм, состоящий из ствола 54, выполняющего роль рабочего цилиндра молота, внутри которого совершает возвратно-поступательное движение боек 11; и механизм автоматического запуска молота в работу, включающий плоский клапан 61, пружину 64 и золотник 56.

Корпус 68 молота объединяет все детали в один агрегат, имеет проушины для крепления к рукояти и переходному кронштейну экскаватора и воспринимает все силовые воздействия.

При внешней нагрузке на инструмент более 5 кН корпус молота смещается относительно инструмента и ствола 54 с золотниковой коробкой 66. При этом автоматически сжимается пружина 64 и верхний конец упора приподнимает плоский клапан 61 для пуска сжатого воздуха в воздухораспределительное устройство. Независимо от первоначального положения боек 11 начинают совершать возвратно-поступательное движение в стволе 54, нанося удары по хвостовику рабочего инструмента с частотой $9,6 \text{ с}^{-1}$ (энергия удара до 1000 Дж).

Расход воздуха под давлением 0,55 МПа составляет $11,2 \text{ м}^3/\text{мин}$, что требует наличия на гидравлических экскаваторах сильно развитой пневматической сети. Масса молота 340 кг, длина 2,25 м.

Аналогичное устройство имеют пневмомолоты ПН-1300, ПН-1700 и ПН-2400 к экскаваторам 2, 3, 4-й размерной группы, предназначенные преимущественно для разрушения мерзлых грунтов и скальных пород. Кроме того, их успешно применяют для разрушения бетона, старых асфальтобетонных покрытий и кирпичных кладок, уплотнения грунта, погружения легких свай и шпунта, дробления негабаритов, при бестраншейной прокладке подземных коммуникаций и других работах.

Экскаваторы с пневмомолотами необходимо комплектовать передвижными компрессорными станциями со сравнительно высокой подачей — $10...14 \text{ м}^3/\text{мин}$ (ДК-9М и ПР-10М), что резко снижает маневренность и мобильность комплекса. При недостаточном влагоотделении из системы могут возникнуть перебои в работе из-за смерзания конденсата.

На рисунке 122, е представлен гидropружинный молот, состоящий из корпуса 68, бойка 11, поршня 38 с подвижными рычагами 69, двух пружин 64 и рабочего зуба 48.

При давлении внешней среды на зуб он воздействует на боек 11, заставляя его перемещаться вправо, преодолевая сопротивление двух пружин 64. Поршень 38 с рычагами совершает возвратно-поступательное движение под действием кривошипно-шатунного механизма, приводимого в движение гидродвигателем через пару зубчатых передач.

При ходе влево поршень сжимает внутреннюю пружину. Если в этот момент подойдет хвостовик бойка 11, то вблизи крайней мертвой точки произойдет захват бойка рычагами поршня, и система начнет совместное движение вправо, подвергая дальнейшему сжатию наружную пружину 64. При подходе в правое крайнее положение рычаги набегая на выступы 70, поворачиваются вокруг своих осей и освобождают боек, который под действием энергии сжатых пружин ускоренно перемещается и наносит удар по хвостовику инструментов с энергией до 6 кДж при частоте 4 с^{-1} . Частота ударов может регулироваться частотой вращения вала приводного гидродвигателя. Энергия удара определяется только жесткостью пружин и их перемещением. Недостаток молота — в механической системе захвата бойка.

Гидрозахватный молот (рис. 122, ж) также имеет кривошипно-шатунный механизм с приводом от гидросистемы базы, но система захвата бойка 11 движущимся поршнем 38 позволяет довести частоту ударов до $10...25 \text{ с}^{-1}$ при энергии до 5 кДж. Масса молота до 500 кг.

При внешнем усилии зуб 48 начинает перемещать плавающую втулку 71, которая воздействует на боек 11.

Гидрозахват 72, набегая на боек 11, через обратные клапаны 76 вытесняет жидкость из внутренней полости в рабочую камеру 73. При обратном движении гидрозахват увлекает с собой боек и перемещает его вправо до тех пор, пока радиальные каналы бойка не разъединятся с плавающей втулкой и не выравняют давление в рабочей камере 73 и в камере захвата. Одновременно при движении гидрозахвата вправо при закрытых обратных клапанах 76 жидкость в камере 73 давит на поршень 38, заставляя его перемещаться и сжимать воздух (газ) в компенсаторе 74. При освобождении боек начинает ускоренно двигаться под действием сжатого воздуха в компенсаторе. При малом сопротив-

лении со стороны разрабатываемого грунта боек с инструментом отжимаются в крайнее левое положение и молот работает в холостом режиме. По такой схеме выполнены молоты ГЗМ-100, ГЗМ-200 и ГЗМ-300.

Рассмотренные конструкции гидропружинных и гидрозавхватных молотов находят применение в рыхлителях статико-динамического действия, в активных ковшах и рыхлителях крупным сколом.

Частоту колебаний рабочих органов молотов можно значительно увеличить электродинамическими и магнитострикционными вибровозбудителями (см. главу V).

Электромагнитный молот двойного действия (рис. 122, з) имеет катушки холостого 82 и рабочего 79 хода, установленные в неподвижном корпусе 68. Катушка 82 смонтирована в корпусе 81, входящем в корпус 68. В наружных полюсах 78 и 83 катушек установлены датчики 77, а во внутренних полюсах 80 и 84 — втулки скольжения 53 для перемещения бойка 11.

При попеременной подаче импульсов напряжения на катушки 79 и 82 боек 11 под действием электромагнитных сил (а при рабочем ходе и энергии пружины 64) совершает возвратно-поступательное движение, нанося удары по рабочему зубу 48. Молот предпочтительно устанавливать вертикально, так как в этом случае нагрузки на втулки 53 минимальны, а составляющая силы тяжести бойка способствует его ускоренному движению. Радиальное притяжение бойка массой 180 кг и энергией удара 2 кДж может достигать 5 кН.

Когда вибратор и рабочий инструмент не соединены друг с другом (рис. 118, е), то на обрабатываемую среду передаются частоударные нагрузки, но такие рабочие органы менее эффективны, чем виброударные, из-за сложности их настройки.

Вибрационные машины (рис. 118, г) для рыхления мерзлого грунта крупным сколом выполняют прицепными и навесными, их рациональная область применения ограничена грунтами, склонными к хрупкому разрушению.

Вибрация уменьшает трение между инструментом и грунтом и между частицами раздробленного грунта, способствуя внедрению рабочего органа и трещинообразованию.

В качестве вибраторов применяют магнитострикторы, работающие на звуковой и ультразвуковой частоте.

Магнитострикционные вибровозбудители (рис. 122, и) выполняют в виде набранных из отдельных, изолированных друг от друга листов толщиной 0,1...0,3 мм из магнитострикционного материала (чистый никель) двух пакетов, обмотанных стеклобандажной лентой и медной изолированной токонесущей шиной и помещенных в единый корпус — трубу с последующей заливкой всех пустот эпоксидным компаундом.

Энергия удара молота должна быть достаточной для внедрения клиньев и последующего образования лидирующих трещин. Рекомендуется удельную энергоемкость (энергия удара, отнесенная к площади максимального сечения клина, внедряемого в грунт) принимать 8...15 Дж/см² для забиваемого рабочего органа, 30...40 Дж/см² для падающего рабочего органа.

Эксплуатационная производительность (м³/ч) машин, разрабатывающих мерзлый грунт крупным сколом,

$$P_g = 3600 V k_n T_{\text{ц}}^{-1},$$

где V — объем глыб, отделяемых одновременно от массива грунта, м³; k_n — коэффициент использования оборудования по времени; $k_n = 0,8$; $T_{\text{ц}}$ — продолжительность одного цикла, с; $T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$; t_1 — продолжительность заглубления клина до образования лидирующей трещины, с; $t_1 = n/n_1$; n — число ударов, необходимое для отделения глыбы заданного объема; n_1 — число ударов в 1 с конкретного рабочего оборудования; t_1 можно определить также по формуле (с):

$$t_1 = \frac{10h C_{\text{уд}}}{n_1} \frac{A_{\text{min}}}{A};$$

h — глубина погружения клина до образования лидирующей трещины, м; $C_{уд}$ — число ударов ударника ДорНИИ; A_{min} — минимальная энергия удара для внедрения клина; A — фактическая энергия удара оборудования; t_2 — время, затрачиваемое на отделение глыбы и выглубление рабочего органа, с; $t_2=5...10$ с; t_3 — время, затрачиваемое на перестановку (переезд) рабочего оборудования на новую позицию, с; t_4 — время установки рабочего органа на грунт, с; $t_4=2...5$ с.

Для извлечения рабочего органа из грунта необходимо развивать усилие, превышающее его силу тяжести из-за защемления клина. Мощность подъемного привода (кВт):

$$N = mg kv \cdot 10^{-3} \eta_1^{-1},$$

где m — масса рабочего органа, кг; g — ускорение свободного падения, м/с²; k — коэффициент защемления; $k=1,5...2,0$ для забиваемого и падающего с двумя задними гранями клина; $k=3...4$ для падающего клина с одной задней гранью; v — скорость подъема рабочего органа, м/с; η_1 — КПД трансмиссии.

2. Машины для послойного рыхления мерзлого грунта

Для послойного рыхления мерзлых грунтов, плотных и скальных трещиноватых пород применяют навесные рыхлители статического и динамического действия, землеройно-фрезерные машины и вибровальцовые рыхлители. Наибольшей производительностью, меньшей удельной металлоемкостью, лучшей маневренностью и большей мобильностью обладают серийно выпускаемые навесные рыхлители, особенно при работах линейного характера и при глубине промерзания 0,6...1 м и температуре до минус 15°C.

При глубине промерзания до 0,5...0,6 м и температуре выше минус 7...8°C производительность рыхлителей доходит до 250...300 м³/ч, однако при глубине промерзания до 1,3 м и температуре минус 10...12°C производительность их составляет 80...100 м³/ч, оставаясь наиболее высокой из всех серийных машин данной группы.

В зависимости от тягового класса и мощности базового тягача рыхлители классифицируют на легкие (класс тяги до 13,5 и мощность до 119 кВт), средние (13,5...20 и 120...184 кВт), тяжелые (20...30 и 185...290 кВт) и сверхтяжелые (более 30 и 290 кВт). На параметры рыхлителей с гусеничными промышленными тракторами тягового класса до 35, предназначенных для рыхления мерзлых, вечномерзлых, скальных и плотных грунтов в различных климатических зонах, разработан ГОСТ 7425—71.

Число зубьев 1...3 (реже 5), ширина наконечника зуба для рыхлителей на тракторах класса 3...15 не более 50...95 мм, на тракторах класса тяги 15...35 не более 95...125 мм.

Конструктивно навесные рыхлители выпускают трех- и четырехзвенными с жестким и шарнирным флюгерным креплением зубьев. Все зубья снабжаются наконечниками, а их лобовая поверхность защищается износостойкими накладками.

Трехзвенное рыхлительное оборудование (рис. 123) имеет более простую конструкцию, но с изменением глубины рыхления у него меняется угол резания.

Рыхлитель ДП-5С и бульдозерное оборудование ДЗ-27С образуют агрегат — бульдозер-рыхлитель ДЗ-90С, установленный на гусеничном тракторе Т-130.1.Г-1.

Рыхлитель состоит из опорной рамы, закрепленной на привалочной плоскости заднего моста трактора 2, к стойкам 3 коробчатого сечения присоединяются гидроцилиндры 4, управляющие рамой трехзвенного рыхлительного оборудования. Последнее состоит из рамы коробчатого сечения и флюгеров 5, шарнирно укрепляемых к рабочей балке. Во флюгере крепится зуб 6 со сменным наконечником 7. Оборудование позволяет одновременно крепить три зуба.

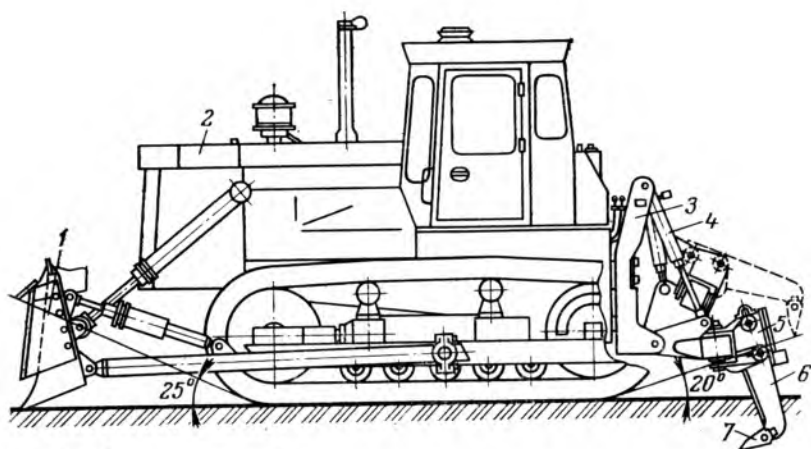


Рис. 123. Рыхлитель ДП-5С:

1 — бульдозерное оборудование ДЗ-27С; 2 — трактор Т-130.1.Г.1; 3 — стойка; 4 — гидроцилиндр; 5 — флюгер; 6 — зуб; 7 — наконечник.

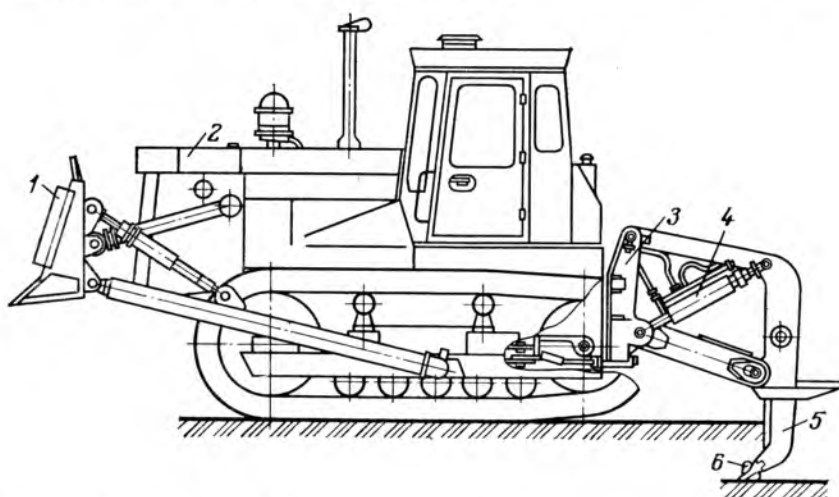


Рис. 124. Рыхлитель ДП-26С:

1 — бульдозерное оборудование ДЗ-110ХЛ; 2 — трактор Т-130.1.Г.1; 3 — стойка рыхлителя; 4 — гидроцилиндр; 5 — зуб; 6 — наконечник.

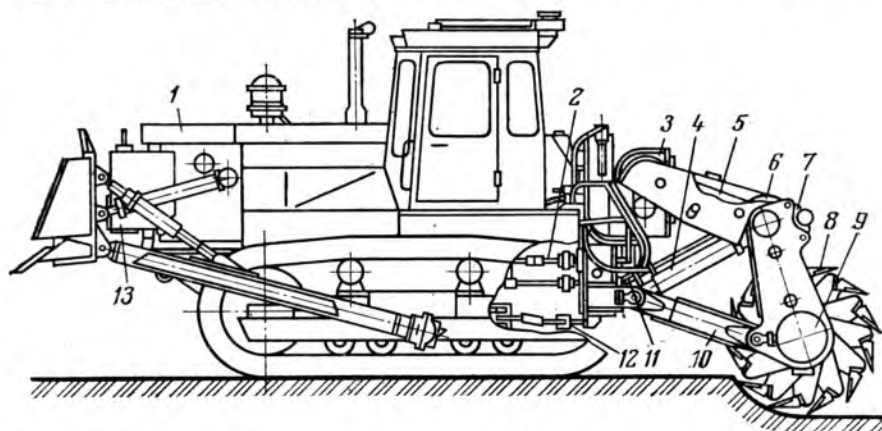


Рис. 125. Землеройно-фрезерная машина ДП-31ХЛ:

1 — трактор; 2 — привод рабочего органа; 3 — редуктор отбора мощности; 4 — гидроцилиндры подъема и опускания; 5 — тяги; 6 — цепная передача; 7 — балка; 8 — рабочий орган; 9 — бортовые редукторы; 10 — рама; 11 — предохранительная муфта; 12 — гидропривод ходового уменьшителя; 13 — противовес.

Гидропривод, работающий от гидросистемы трактора, позволяет принудительно заглублять зубья.

Рыхлитель ДП-26С (рис. 124) снабжен четырехзвенной (параллелограммной) навеской, обеспечивающей при изменении глубины обработки грунта выдерживание постоянного угла резания (45°).

Металлоконструкция рыхлителя выполнена из хладостойких сталей. На рабочей балке имеется специальное устройство для толкача.

Разновидность четырехзвенной системы — параллелограммное рыхлительное оборудование с регулируемым углом рыхления, что достигается изменением длины тяг или их перестановки в специальные отверстия, расположенные на опорной раме или рабочей балке. В последнее время для изменения угла рыхления в пределах $25...50^\circ$ на максимальной глубине рыхления применяют систему четырехзвенной параллелограммной навески с дополнительным гидроцилиндром.

Основные параметры рыхлителя: наибольшее тяговое усилие базовой машины по сцеплению, наибольшая глубина рыхления, ширина наконечника зуба рыхлителя, число зубьев рыхлителя и их шаг, ширина захвата рыхлителя и угол рыхления.

Рыхлители статического действия позволяют вести круглогодичную разработку грунтов производительностью $100...150 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Перспективно создание статико-динамического воздействия на внешнюю среду, что при высокой энергонасыщенности базовых машин позволяет повысить производительность рыхлителей, отдельные конструкции которых обеспечивают работу единичного удара до $3,5 \text{ кДж}$ при частоте 5 с^{-1} или 8 кДж при 2 с^{-1} .

Активизации рыхлителей послойного действия можно достичь ударными блоками, приводимыми в движение механической трансмиссией, гидропневматической системой, электрической энергией [электромагнитные и магнитострикционные (звуковые) вибраторы].

К машинам для послойного разрушения мерзлых грунтов относятся навесные землеройно-фрезерные машины, осуществляющие сплошное фрезерование на глубину $0,2...0,35 \text{ м}$ захватом шириной $2,0...3,4 \text{ м}$ при сооружении котлованов, траншей и других объектов, для планировочных работ в грунтах прочностью до 250 ударов ударника ДорНИИ с каменистыми включениями до 100 мм .

Землеройно-фрезерная машина ДП-31ХЛ (рис. 125) представляет навесной агрегат на гусеничном тракторе Т-130.1.Г-1 и состоит из фрезерного рабочего органа, рамы, механической трансмиссии, гидросистемы и дополнительного бульдозерного оборудования.

Фрезерный рабочий орган расположен сзади трактора 1, бульдозерное оборудование и противовес 13 — спереди.

Фрезерный рабочий орган 8 представляет горизонтально расположенный ротор, имеющий вал, на котором равномерно укреплены мощные кронштейны с установленными в их пазах ножами. Режущая часть ножей покрыта наплавкой из твердого сплава с целью повышения износостойкости ножей. Ножи, располагаясь по винтовым линиям, образуют внешнюю режущую поверхность фрезы. Резание грунта происходит при поступательном движении трактора с вращением ротора в направлении снизу вверх (встречное фрезерование).

По краям ротора располагаются опорные цапфы, с помощью которых он устанавливается в опорах рамы 10. За ними находятся бортовые цепные передачи 6 в корпусах.

Фреза приводится от вала отбора мощности через редуктор отбора мощности 3, смонтированный над гидромеханическим ходоуменьшителем 12, две цепные передачи 6, на ведомых звездочках которых установлены срезные штифты, предохраняющие трансмиссию на случай обрыва цепи. Ведомые звездочки установлены на балке 7, которая с помощью тяг 5 присоединяется к редуктору 3. От ведомых звездочек вращающий момент передается двум бортовым редукторам 9, на выходных валах

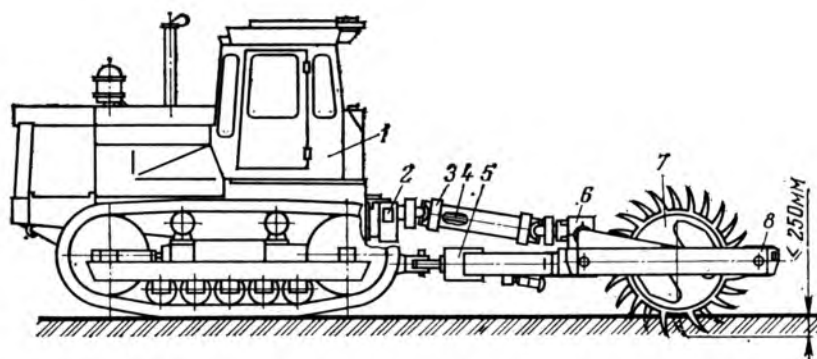


Рис. 126. Прицепной вибровальцовый рыхлитель ВРП-225:

1 — базовый трактор; 2 — ходоуменьшитель; 3 — ограждение карданного вала; 4 — телескопический карданный вал; 5 — тяговое дышло с РФА; 6 — конический редуктор; 7 — вибровалец со встроенным дебалансным вибровозбудителем направленного действия; 8 — рама.

которых укрепляется вал фрезы. В трансмиссии привода на входном валу редуктора отбора мощности установлена масляная фрикционная муфта предельного момента с металлокерамическими дисками, предохраняющая трансмиссию от перегрузок.

Рама 10, бортовые редукторы 9 и тяги 5 образуют параллелограммную четырехзвенную навеску, управляемую гидроцилиндрами 4, которые принудительно заглубляют фрезу и поднимают ее в транспортное положение.

Основной рабочий режим — фрезерование при движении машины вперед с поднятым бульдозерным оборудованием, которое используется для перемещения разрыхленного мерзлого грунта. Скорость резания фрезы 0,8 м/с, рабочие скорости изменяются бесступенчато от 0 до 200 м/ч дросселем, включенным параллельно гидромотору ходоуменьшителя. Транспортные скорости — тракторные. Производительность до 144 м³/ч. Масса 26,5 т. Угловой шаг между зубьями 32°43'; расстояние между крайними линиями резания 110 мм, между остальными 119 мм.

Прицепной вибровальцовый рыхлитель ВРП-225 (рис. 126) предназначен для послойной разработки мерзлых песчаных и супесчаных грунтов прочностью до 150 ударов ударника ДорНИИ на объектах линейного характера (планировочные работы, разрушение растительного слоя на будущих трассах канала, взламывание смерзшейся корки карт намыва и др.). Ширина полосы рыхления 2,0 м, максимальная глубина рыхления до 0,25 м. Агрегатирование — с тракторами класса 10, оборудованными ходоуменьшителями, обеспечивающими бесступенчатое или ступенчатое регулирование рабочей скорости в диапазоне до 1 000 м/ч.

Рабочий орган рыхлителя — жесткий механический вибровалец 7, внутри которого расположены четыре дебалансных вала, приводимых в движение механической трансмиссией. На поверхности вальца в шахматном порядке установлено 120 зубьев с угловым шагом 30° в 12 линий резания. Эвольвентная форма зубьев обеспечивает их внедрение под постоянным углом к разрабатываемой поверхности. Внедрение осуществляется под действием генерируемой вибровозбудителем направленной вынуждающей силы до 300 кН при частоте колебаний 25 с⁻¹ и силы тяжести катка массой 6 т. Одновременное качение катка вызывает скол грунта глыбами, объем которых зависит от погружения клина и принятой технологии. Для получения большей трещиноватости зубья снабжены дополнительными ребрами.

Вибровозбудитель приводится от ВОМ трактора через телескопический карданный вал 4, центральный конический редуктор 6, два карданных вала с осями, расположенными параллельно передней поперечной балке рамы 8, две цепные передачи и зубчатые колеса внутри валь-

ца. Регулирование вынуждающей силы и частоты колебаний достигается заменой звездочек цепных передач. Статический момент дебалансов не регулируется и составляет 12 кг·м. Мощность, потребляемая вибратором, до 90 кВт.

Валец с боковых торцов имеет две ступицы для соединения с продольными балками охватывающей рамы.

В передней части рама 8 имеет тяговое дышло 5 с резинофрикционным амортизатором, исключаящим благодаря силе трения и демпфирующей способности резины передачу вибрационных воздействий на трактор.

При встроенном вибровозбудителе значительному силовому нагружению подвергаются только корпус вальца и зубья, взаимодействующие с грунтом. Для лучшего внедрения зубьев предусмотрен статический пригруз массой 1...2 т.

Виброкатки разрыхляют полосы на определенную глубину, зависящую от погружающей способности зубьев. Последующая экскавация разрыхленного грунта может осуществляться землеройно-транспортными машинами. Технологические размеры глыб (при максимальном заглублении зуба на супеси — 20,2 дм³, на глине — 16,2 дм³) исключают применение повторных и перекрестных ходов.

Время погружения зуба (а следовательно, и поступательная скорость движения катка) зависит от частоты колебаний и вынуждающей силы и составляет около 5 с при частоте 17...23 с⁻¹, вынуждающей силе 300 кН и прочности грунта 100 ударов ударника ДорНИИ. По этой причине теоретическая производительность не может для данного режима превышать 100 м³/ч. Техническая производительность рыхлителя 60...65 м³/ч. Энергоемкость разрушения менее 1 кВт·ч/м³ для песка; 1,0...1,7 для супеси; 1,7...3,6 для суглинка и более 3,6 кВт·ч/м³ для глины. Этими значениями и определяется эффективная область использования вибровальцовых рыхлителей.

Дальнейшим развитием конструкции следует считать мероприятия, направленные на повышение надежности виброкатка (замена дебалансного вибровозбудителя бегунковыми вибровозбудителями) и эффективности внедрения зубьев (переход на виброударный режим работы).

В стесненных условиях при малых объемах работ находят применение машины с винтоклиновым рабочим органом, работающим по замкнутому силовому потоку. Принцип работы заключается в том, что в массив мерзлого грунта заворачивается винтовая лопасть и внедряются два клина. Разрушающая нагрузка, создаваемая в системе «винт — грунт — клин», приводит к сколу грунта в забое или при его отсутствии к отрыву грунта от массива.

Винтоклиновым рабочим органом могут комплектоваться ручные электрические машины (мощность до 3,3 кВт, производительность 0,8 м³/ч), гидравлические экскаваторы 2-й размерной группы (ЭО-2621, мощность привода 15 кВт, производительность 15 м³/ч) и базовые тракторы класса 1,4 и более (мощность привода 30 кВт, производительность 40 м³/ч).

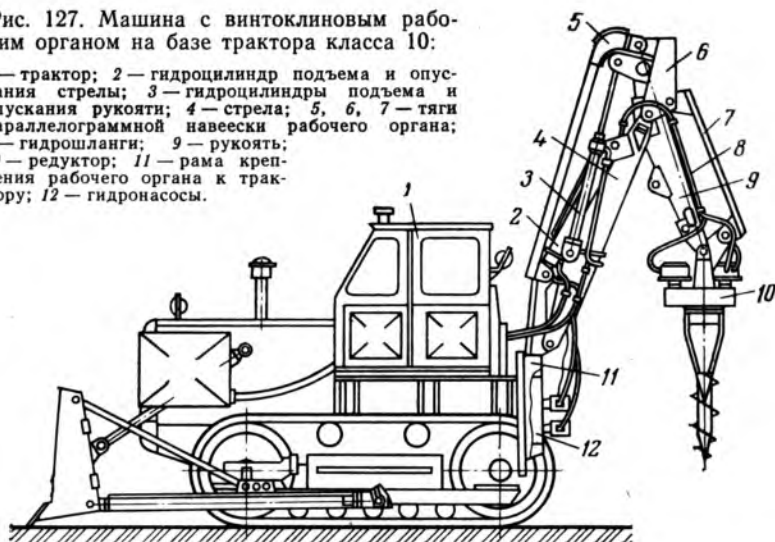
На рисунке 127 представлена машина с винтоклиновым рабочим органом на базе гусеничного трактора класса 10 с бульдозерным оборудованием и гидроуправлением. На задней привалочной плоскости базового трактора 1 посредством рамы 11 укреплен рабочий орган. Винтоклиновой рабочий орган крепится к редуктору 10 с гидродвигателем. Редуктор 10 шарнирно укреплен на рукояти 9 и с помощью тяги 7 образует параллелограммную навеску, управляемую гидроцилиндром 3.

В свою очередь, рукоять 9 шарнирно соединяется со стрелой 4 и посредством тяг 5 и 6 также образует параллелограммную навеску, управляемую гидроцилиндром 2.

Винт, получая вращение от гидродвигателя, питаемого с помощью насоса 12, внедряется в грунт и затягивает в массив два клина до воз-

Рис. 127. Машина с винтоклиновым рабочим органом на базе трактора класса 10:

1 — трактор; 2 — гидроцилиндр подъема и опускания стрелы; 3 — гидроцилиндры подъема и опускания рукояти; 4 — стрела; 5, 6, 7 — тяги параллелограммной навески рабочего органа; 8 — гидрошланги; 9 — рукоять; 10 — редуктор; 11 — рама крепления рабочего органа к трактору; 12 — гидронасосы.



никновения трещин и отрыва грунта. Машина работает циклически. Диаметр лопасти 0,25 м, частота вращения до $0,42 \text{ с}^{-1}$, ширина клиньев 0,125 м, глубина разрушения до 1,2 м.

Машины подобного типа могут иметь механический или электрический привод.

Объем разрыхленного грунта за один цикл составляет $(17...20)d^3$ при послойном рыхлении и $(30...90)d^3$ при сколе в забое, где d — диаметр винтовой лопасти.

3. Машины для нарезания щелей и прокладки траншей в мерзлых грунтах

Непосредственная разработка мерзлого грунта рабочими органами строительных машин по законченному технологическому процессу может выполняться только при условии, что их режущие органы могут сконцентрировать и реализовать достаточные для внедрения и разрушения мерзлого грунта усилия.

Для разрушения мерзлого грунта по законченному технологическому циклу используют: роторные и цепные траншейные экскаваторы с модернизированными рабочими органами (резание крупными стружками толщиной более 1 см); баровые, дискофрезерные и бурильные машины (резание тонкими стружками толщиной менее 1 см); одноковшовые экскаваторы с ковшом активного действия; высоконапорные гидромониторы.

Нарушение сплошности мерзлого грунта достигается в этом случае непосредственной разработкой. Однако при больших объемах работ предпочтительнее использовать блочный способ разработки грунта, основанный на нарушении монолитности мерзлоты системой щелей с последующим скалыванием, извлечением и транспортированием отдельных блоков обратными и прямыми лопатами экскаваторов, тягачами, кранами, лебедками или специальными устройствами.

В зависимости от объема блока различают мелкоблочный и крупноблочный способы разрушения монолитности мерзлого грунта.

Наибольшее распространение получили машины непрерывного действия с активными рабочими органами баровых и дискофрезерных (нарезка щелей) или цепных и роторных траншейных экскаваторов (для прокладки траншей). Учитывая различные физико-механические свойства разрабатываемых мерзлых грунтов, рабочие органы экскаваторов

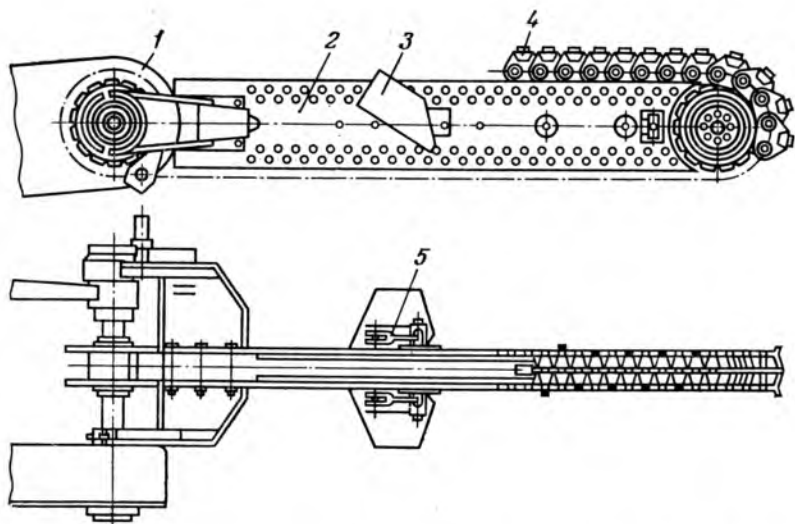


Рис. 128. Сменное рабочее оборудование к экскаваторам ЭТЦ-161 и ЭТЦ-165 для разработки мерзлых грунтов:

1 — корпус привода рабочего органа; 2 — рама; 3 — очиститель; 4 — режущий орган; 5 — регулировочные тяги.

должны иметь обоснованные скорости резания и подачу, изменяющуюся в широком диапазоне (рабочую скорость передвижения).

Машины этой группы работают по принципу резания грунта, чрезмерно его диспергируя, рабочие органы в результате абразивного воздействия мерзлого грунта подвергаются интенсивному износу. Абразивность мерзлых грунтов в 70...200 раз больше, чем талых грунтов, поэтому режущие органы машины изготавливают из материалов повышенной износостойкости.

Баровые и дискофрезерные рабочие органы отрываю узкие траншеи-щели, транспортируют разработанный грунт на дневную поверхность в виде призмы волочения с сообщением частицам грунта кинетической энергии.

Баровые землеройные машины выполняют в виде сменного рабочего оборудования к гусеничным и пневмоколесным тракторам или модернизированного оборудования к цепным траншейным экскаваторам. Они отличаются большим разнообразием конструктивного исполнения.

Типичный пример барового рабочего органа — сменное навесное оборудование к экскаваторам ЭТЦ-161 и ЭТЦ-165 для разработки мерзлых грунтов (рис. 128). Параметры траншей: ширина 0,14 м; глубина до 1,3 м. Рабочее оборудование состоит из режущего органа 4 врубной машины «Урал-33» с цепью, оснащенной резцами с твердосплавными пластинками, установленными в девять линий резания. Рама 2 рабочего органа крепится к кронштейнам коробки привода рабочего органа 1. Очиститель брем траншей 3 пассивного типа в зависимости от глубины траншей может переставляться относительно рамы и с помощью регулируемых тяг 5 изменять угол наклона кромок отвала к вертикали в пределах 15...30°.

Скорость цепи 0,8; 1,45 м/с (ЭТЦ-161) и 0,83; 1,16; 1,54 и 2,14 м/с (ЭТЦ-165). Угол наклона рабочего органа при максимальной глубине копания 60°, максимальная производительность при глубине 1 м — 100...120 м³/ч.

Основные недостатки всех баровых рабочих органов: быстрый износ резцов, их малая надежность и долговечность; недостаточная износостойкость элементов цепи, работающей в высокоабразивной среде.

К рабочим цепям экскаваторов для талых и мерзлых грунтов предъявляют требования, регламентированные ГОСТ 21796—76. Основные из них: высокая стойкость к абразивному износу и воздействию динамических нагрузок при минимальной массе цепи, устойчивое движение в забое с минимальными продольными и поперечными отклонениями от прямолинейного направления движения, технологичность деталей цепи в условиях массового производства, минимальные трудозатраты на сборку — разборку отдельных элементов на рабочем месте и высокая ремонтпригодность, оснащенность сменных режущих элементов твердосплавными пластинами.

Для повышения долговечности втулочно-роликовых цепей (ВР-78,1/ /31500) траншейных экскаваторов со скребковым рабочим органом предложена цепь наружного зацепления, состоящая из штампованных наружных и внутренних пластин, объединяемых общим удлиненным валиком, на наружные концы которых устанавливают ролики, фиксируемые от осевого перемещения пружинными кольцами. Этими роликами осуществляется зацепление цепи со сдвоенными звездочками. Внутреннее звено в сборе имеет две втулки, установленные с гарантированным натягом, а боковые щеки — специальные отверстия для установки на болтах планок с карманами, в которые монтируют быстросъемные резцы, фиксируемые от выпадания резиновым жгутом.

Замена дефицитных режущих органов баровых установок от угольных комбайнов «Урал-33», ГТК-35 и КМП-2 на гусеничные цепи трактора Т-100М дает возможность сократить простои машин и повысить их выработку. Однако прочная абразивностойкая и недефицитная гусеничная цепь трактора Т-100М, обладая высокой надежностью, не позволяет отрывать траншеи шириной менее 0,2 м.

Другой деталью, обладающей недостаточной прочностью и абразивной стойкостью, являются режущие зубья.

Работоспособность баровых, дискофрезерных и траншейных экскаваторов в сильноабразивном мерзлом грунте в значительной степени определяется качеством режущего инструмента. Повышенный износ, поломки и дефицит режущего инструмента вынуждают строительные организации изготавливать его своими силами, однако при этом возрастает стоимость инструмента, а его долговечность уступает промышленному.

Красноярский филиал ВНИИСтройдормаш разработал унифицированный ряд, включающий три типоразмера резцов и держателей упрощенной конструкции и повышенной технологичности (табл. 21).

Резцы Р1 изготавливают штамповкой из стали 40Х и армируют на всю ширину режущей кромки клиновидными пластинками из твердого сплава ВК-15. Они предназначены для мерзлых грунтов.

Резцы Р2 изготавливают литьем из стали 35ГЛ и упрочняют по передней поверхности износостойкими наплавками твердостью НRC 50... 60, толщиной 2...4 мм. Они предназначены для талых грунтов.

21. Параметры унифицированных резцов землеройных машин

Типоразмер		Грунт	Длина, мм	Вылет, мм	Ширина кромки, мм	Углы, град		Примеры применения
резца	держателя					резания	заострения	
P1-25	Д-25	Мерзлый	155	90	25	80	70	ЭТЦ-252, ЭТЦ-208А
P2-35		Талый	170	105	35	45	35	
P1-35	Д-35	Мерзлый	205	130	35	80	70	ЭТР-134, ЭТР-162
P2-45		Талый	215	140	45	45	35	ЭТР-204, ЭТР-223
								ЭТР-224, ЭТР-206
P1-45	Д-45	Мерзлый	215	135	45	80	70	ЭТР-253, ЭТР-231
P2-60		Талый	230	150	60	45	35	БТМ-ТМГ

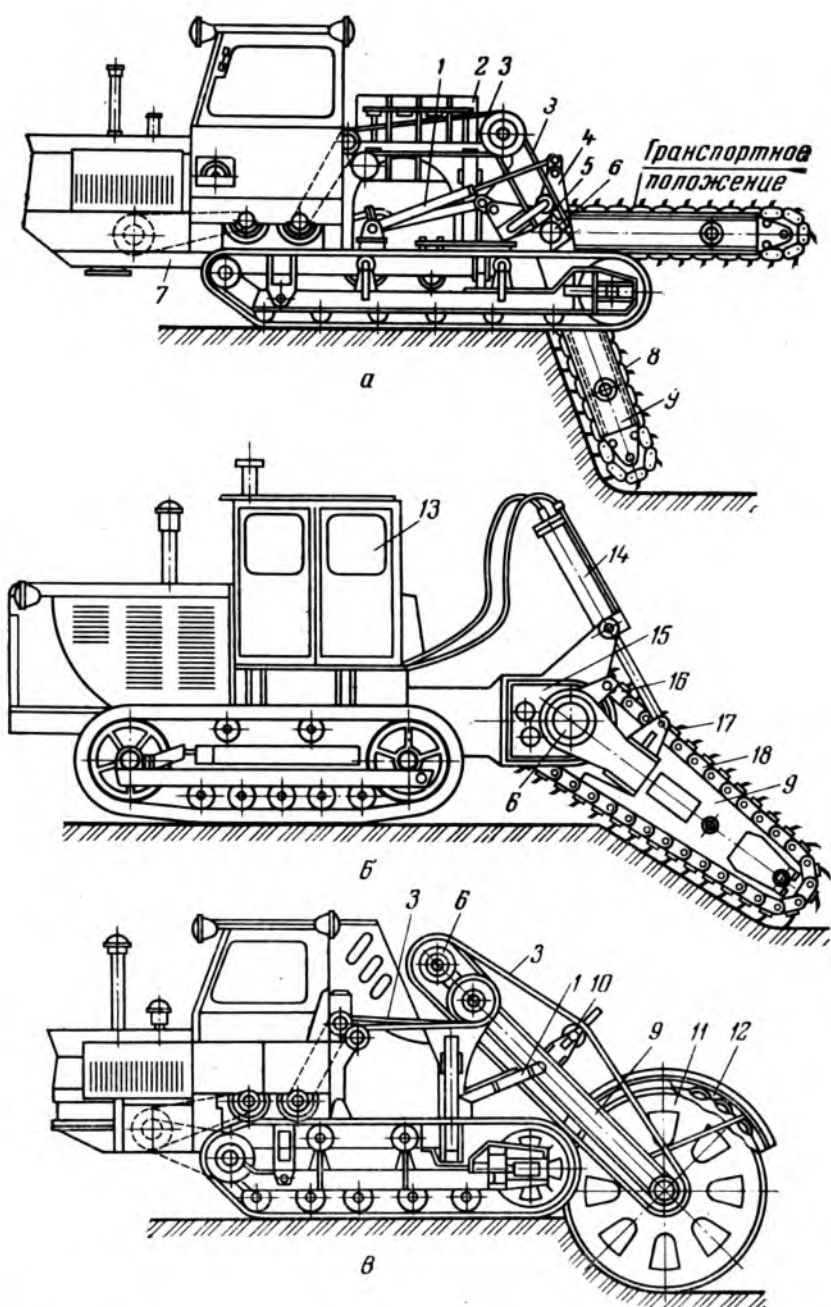


Рис. 129. Сменное навесное оборудование для нарезания щелей в мерзлых грунтах:

а — двухбаровый рабочий орган на базе экскаватора ЭТЦ-202; *б* — баровый рабочий орган на базе трактора; *в* — дискофрезерный рабочий орган на базе экскаватора ЭТЦ-202; 1, 14 — гидроцилиндры; 2 — постоянный груз; 3 — цепная передача привода; 4 — кронштейн; 5 — дополнительная рама; 6 — турасный вал; 7 — рама экскаватора; 8 — режущая цепь; 9 — рама рабочего органа; 10 — натяжной ролик; 11 — диски с зубьями; 12 — защитный кожух; 13 — базовый трактор; 15 — редуктор привода рабочего органа; 16 — зубодержатель; 17 — сменные зубья; 18 — баровая цепь.

По числу бар различают одно-, двух- и трехбаровые машины, в зависимости от расстояния между рабочими цепями они могут отрывать одну сплошную сечения траншею-щель либо несколько параллельных щелей. Последующий скол целика грунта обычно осуществляется обратными лопатами одноковшовых экскаваторов либо специальными гидродомкратами (комбинированная разработка), монтируемыми на раме рабочего органа.

Двухбаровая машина на базе экскаватора ЭТЦ-202 (рис. 129, а) выполнена из двух независимых баров, имеющих общий турасный вал 6 и управляемых через кронштейны 4 гидроцилиндрами 1. В отличие от экскаватора ЭТЦ-202 двухбаровая машина в кинематической схеме имеет дополнительную цепную передачу привода с муфтой предельного момента.

Расстояние между осями баров (0,46...0,76 м) регулируется специальным винтом, установленным на раме рабочего органа. Скорость резания баровым рабочим органом 0,87 и 1,46 м/с; рабочая скорость передвижения 15...400 м/ч, регулируется бесступенчато. Ширина щели 0,14 м, глубина 1,3 м.

Двухбаровая машина входит в комплекс машин для строительства дренажа зимой поточным методом и может обеспечивать фронт работ двум экскаваторам-дреноукладчикам ЭТЦ-202 со средней сменной производительностью при выборочном нарезании щелей 400 м в смену.

Для механизированной разработки мерзлого грунта и, в частности, строительства закрытого дренажа зимой широкое применение получила баровая машина ДГП-ЗУМ на базе трактора Т-100МГП (рис. 129, б).

Дренажная траншея отрывается за два прохода, окончательная доработка траншеи до проектной отметки осуществляется дреноукладчиком ЭТЦ-202А, что нередко приводит к заклиниванию рабочего органа дреноукладчика из-за нарушения прямолинейности траншеи. Посередине траншеи возможны неразрушенные целики мерзлого грунта, также вызывающие поломки механизмов ЭТЦ-202А и снижение производительности.

Более производительны и износостойки дискофрезерные машины — сменное рабочее оборудование к тракторам и экскаваторам. Благодаря большей жесткости диска и высоким скоростям резания они имеют меньшую энергоемкость и металлоемкость, но область рационального их применения ограничена сравнительно неглубокими щелями (0,8...1,1 м), так как с увеличением глубины значительно возрастает диаметр дисков, а следовательно, масса машины и ее габариты тоже увеличиваются.

Использование в качестве баз для дискофрезерных машин цепных траншейных экскаваторов не является оптимальным решением, так как их жесткость, масса и прочность не отвечают условиям работы в мерзлых грунтах. Конструкция машины подвергается значительным перегрузкам динамического характера, вынужденное применение противовесов (масса которых достигает 50 % массы всей машины) ухудшает удельные показатели.

Одна из известных схем дискофрезерной машины на базе экскаватора ЭТЦ-202 представлена на рисунке 129, в. Фрезы приводятся цепной передачей 3. Применение передачи вращения цевочным зацеплением уменьшает диаметр фрез и увеличивает глубину отрываемых щелей.

По периметру каждого диска приварено 20 кулаков, в гнездах которых с помощью стопорных болтов крепятся зубки от врубовой машины «Урал-33». Рама рабочего органа с элементами привода устанавливается на пилоне экскаватора и управляется двумя гидроцилиндрами. В верхней части рамы смонтирован турасный вал, на котором установлены звездочки для привода рабочего органа. Скорость резания 4,8; 8,25 м/с при цепном приводе и 3,85; 6,0 м/с при цевочном зацеплении. Производительность машин до 200 м/ч.

Ширина одной щели 0,14 м; глубина щели и диаметр фрезы сос-

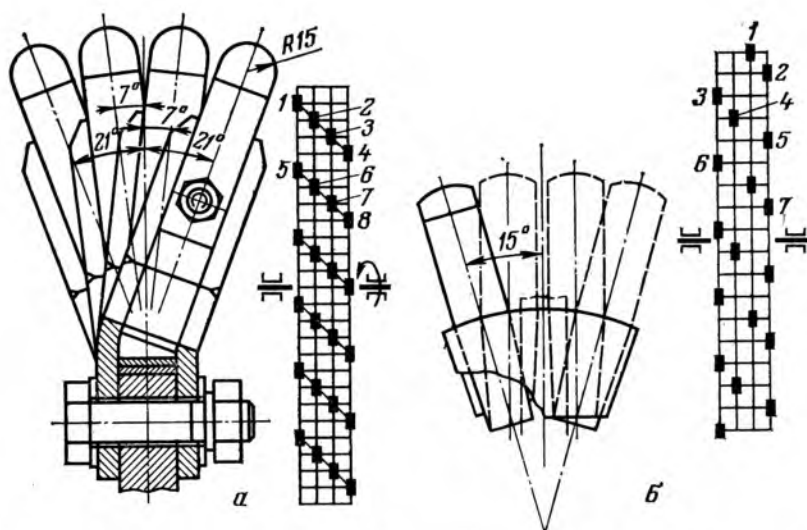


Рис. 130. Схема расстановки зубьев на дискофрезерном рабочем органе: а — ступенчатая; б — ступенчато-шахматная; 1...8 — зубья.

тавляют соответственно: при цепном приводе 0,8 и 2,1 м; при цевочном приводе 1,0 и 1,6 м.

На дискофрезерных машинах широко используют схему расстановки резцов, оснащенных твердосплавными пластинами, в линию по ступенчатой (рис. 130, а) и ступенчато-шахматной (рис. 130, б) схемам.

Траншейный роторный экскаватор ЭТР-134 (рис. 131) для разработки траншей в мерзлых грунтах под различные коммуникации смонтирован на базе трелевочного трактора ТТ-4, оборудованного объемным гидроприводом, обеспечивающим бесступенчатое регулирование поступательной скорости передвижения и привод рабочего органа от высокомоментного гидромотора МР-1800. Техническая производительность экскаватора в мерзлых грунтах с прочностью до 200 ударов динамического плотномера ДорНИИ 340 м/ч.

Ширина траншей 0,28 м, глубина — 1,3 м.

Ряд сборочных единиц унифицирован с экскаватором ЭТЦ-252.

Дальнейшим совершенствованием конструкции экскаватора ЭТР-134 является экскаватор ЭТР-160, который благодаря использованию поворотной опоры кранового типа при том же диаметре ротора 2,3 м отрывает в мерзлых грунтах более глубокую траншею (до 1,6 м).

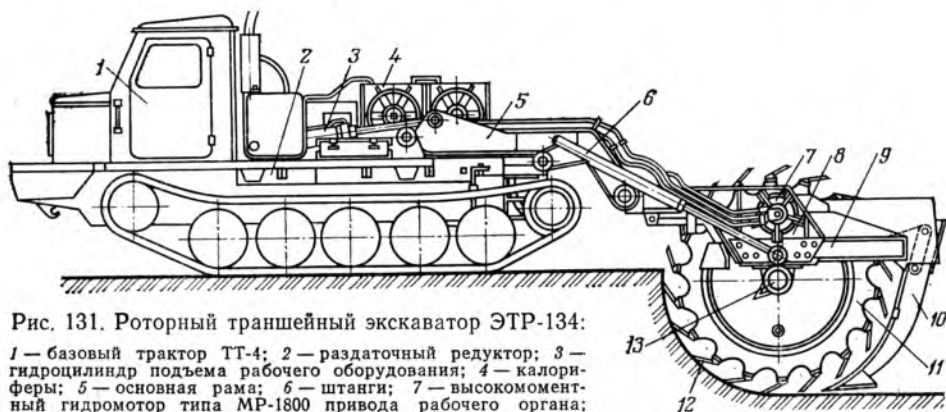


Рис. 131. Роторный траншейный экскаватор ЭТР-134:

1 — базовый трактор ТТ-4; 2 — раздаточный редуктор; 3 — гидроцилиндр подъема рабочего оборудования; 4 — калориферы; 5 — основная рама; 6 — штанги; 7 — высокомоментный гидромотор типа МР-1800 привода рабочего органа; 8 — редуктор привода ротора; 9 — рама рабочего оборудования; 10 — зачистное устройство; 11 — ротор; 12 — зуб; 13 — опора ротора.

Глубина копания в грунтах с низкой несущей способностью благодаря выдвиганию зачистного башмака может быть увеличена до 2,0 м. Ширина траншей 0,28 м, число линий резания 5. Расстояние между осями крайних ножей 245 мм, средних — 130 мм; крайние ножи повернуты на 15° к направлению вращения ротора. Угловой шаг 20° .

Цепной траншейный экскаватор ЭТЦ-208А (рис. 132, а) разработан на базе трактора Т-130.1.Г-1. Он предназначен для разработки прямоугольных траншей в однородных мерзлых и особо прочных талых грунтах при мелиоративных и общестроительных земляных работах.

Цепное рабочее оборудование с целью повышения работоспособности и надежности в грунтах сезонного промерзания существенно модернизировано: на раме рабочего органа установлены поддерживающие и направляющие ролики; цепь рабочего органа (рис. 132, б), состоящая из звеньев гусеничной цепи трактора Т-100М, имеет увеличенную производительность по выносной способности; применен комбинированный метод разработки мерзлого грунта, сочетающий непрерывное прорезание по ширине забоя параллельных канавок с периодическим сколом целиков специальными клиньями.

Зубья (рис. 132, в) оснащаются стандартными пластинками из твердого сплава или вставками из твердых сплавов.

Привод рабочего органа — механический, от ВОМ трактора через редуктор с дисковой фрикционной предохранительной муфтой. Рабочая скорость движения цепи 1,32 и 1,7 м/с. Привод рабочего хода — гидромеханический, с бесступенчатым регулированием скоростей в диапазоне 5...250 м/ч. Он осуществляется гидродвигателем к (рис. 133) с дроссельным регулированием.

Скорость движения цепи скребкового элеватора 1,76 м/с, привод от гидродвигателя з через планетарный редуктор и.

Техническая производительность экскаватора в однородных мерзлых грунтах до $55 \text{ м}^3/\text{ч}$ в однородных талых грунтах I...III категории 80...120 $\text{м}^3/\text{ч}$.

Глубина траншей до 2 м. Конструкция рабочего органа экскаватора предусматривает возможность оперативного изменения ширины траншей от 0,6 до 0,35 м. Экскаватор ЭТЦ-208А можно применять в комплексе с экскаватором-дреноукладчиком ЭТЦ-202А со сменной производительностью до 700 м гончарного дренажа. На базе ЭТЦ-208А созданы дренаукладчики для строительства закрытого горизонтального дренажа зимой.

Для отрывки траншей больших сечений, а также при разработке котлованов, каналов и других сооружений в качестве сменного рабочего оборудования к одноковшовым гидравлическим экскаваторам применяют зубья-рыхлители, шарнирно устанавливаемые на рукоятях и управляемые силовыми гидроцилиндрами. Зубья без упорных площадок разрушают грунт резанием, а при их наличии — сколом, при этом изменяется плечо приложения силы и значительно возрастает усилие на зубе.

Зубья-рыхлители наиболее целесообразно применять при резании в забой и при работе в стесненных условиях. Производительность по рыхлению зубьями на экскаваторах 3-й размерной группы до $25 \text{ м}^3/\text{ч}$, 4-й размерной группы до $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ при работе в грунтах VII категории.

На одноковшовых экскаваторах с обратными лопатами применение дополнительных упоров и многократных полиспастов (силовых цилиндров) позволяет создавать усилие на рабочем органе, равное 300 кН (3-я размерная группа) и 600 кН (4-я размерная группа), достаточное для разрыхления грунта крупным сколом и заполнения ковша. Производительность экскаваторов при этом 30 и 50 $\text{м}^3/\text{ч}$.

На рисунке 134, а показана схема экскаватора Э-652 со сменным оборудованием для рыхления мерзлого грунта крупным сколом. Для предохранения экскаватора от опрокидывания, а стрелы 3 от изгибающих моментов в месте крепления неподвижной обоймы напорного поли-

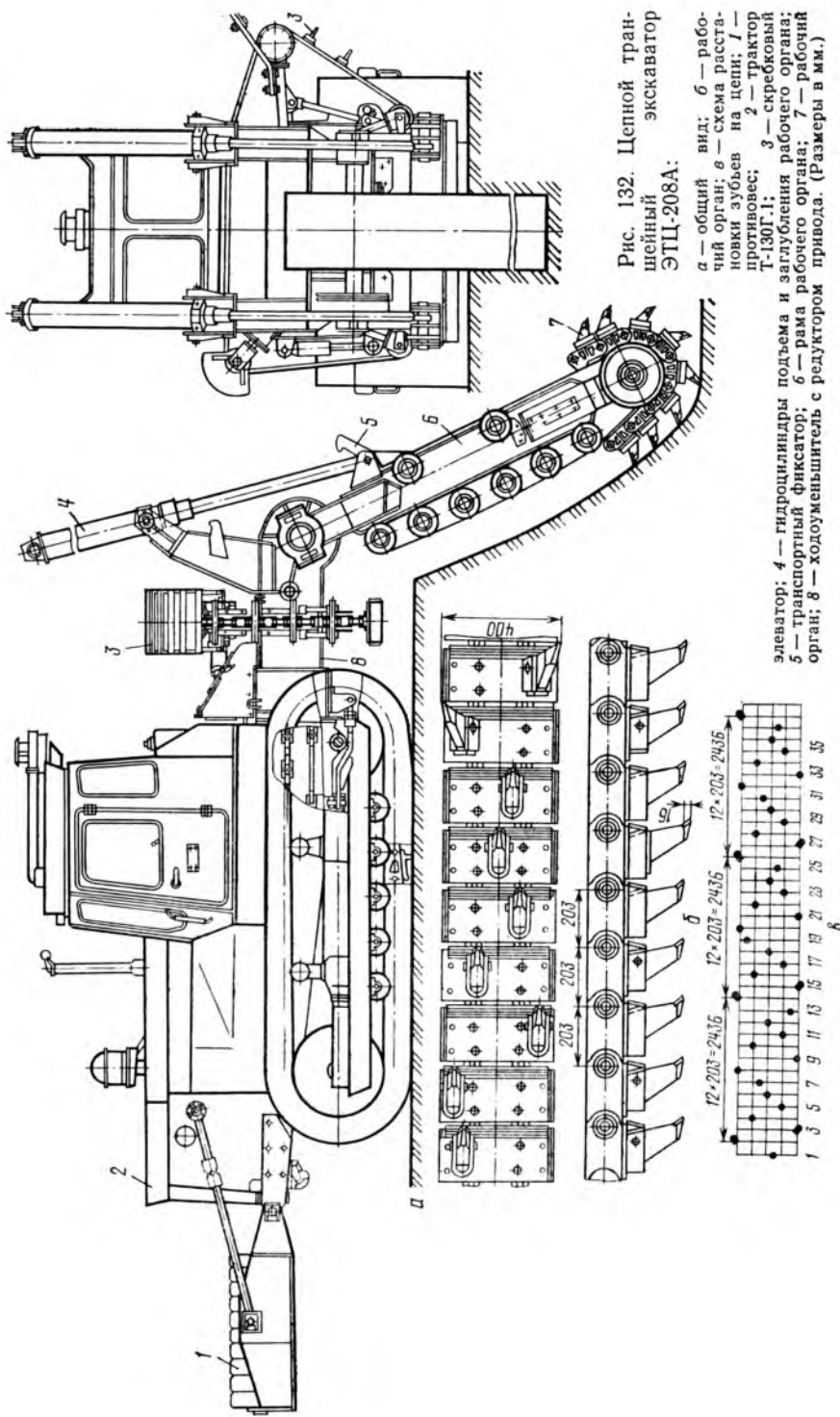


Рис. 132. Цепной тран-
шейный экскаватор
ЭТЦ-208А:

a — общий вид; *б* — рабо-
чий орган; *в* — схема расста-
новки зубьев на цепи; *г* —
протинвес; *2* — трактор
Т-130Г.1; *3* — скребковый
рабочий орган; *4* — гидроцилиндр
подъема и заглубления рабочего органа;
5 — транспортный фиксатор; *6* — рама рабочего органа; *7* — рабочий
орган; *8* — ходоуменьшитель с редуктором привода. (Размеры в мм.)

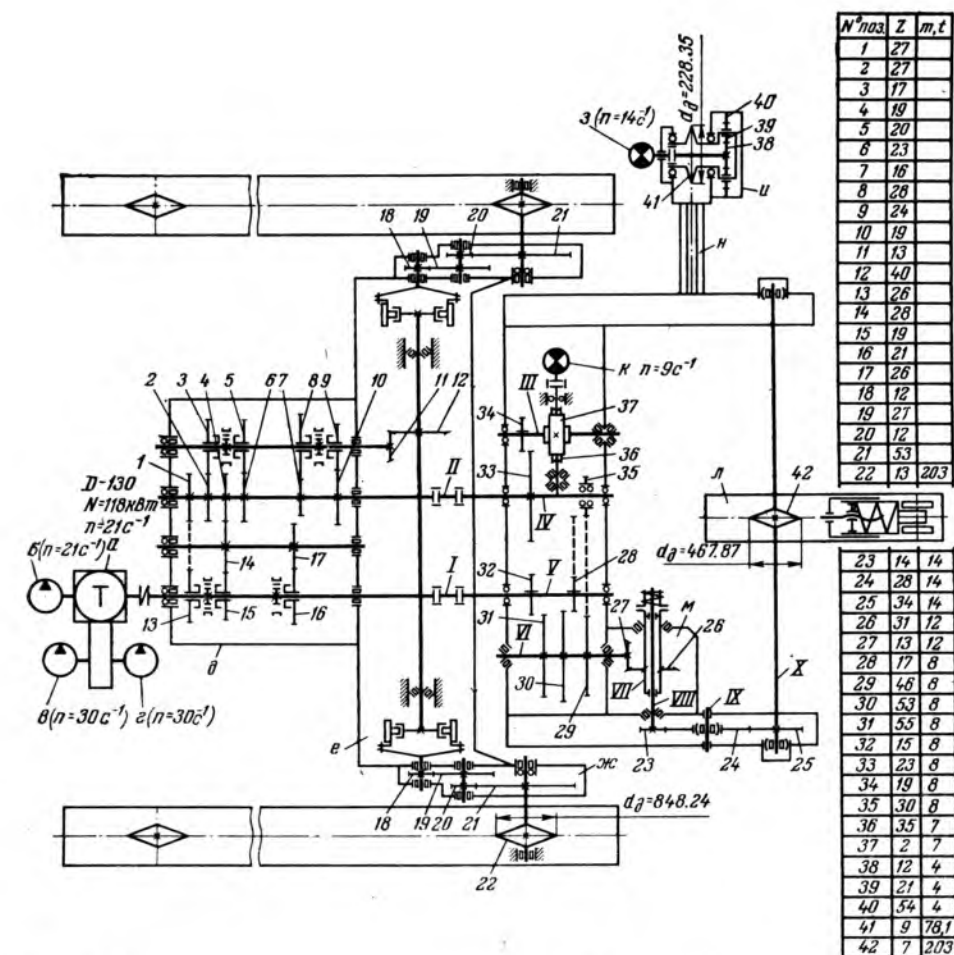


Рис. 133. Кинематическая схема экскаватора ЭТЦ-208А:

1...42 — зубчатые колеса, шестерни, звездочки; I—X — валы, оси; а — двигатель; б, в, г — гидронасосы; д — коробка передач; е — задний мост трактора; ж — бортовой редуктор; з, к — гидродвигатели; и — планетарный редуктор привода скрепового элеватора; л — рабочий орган; м — ходоуменьшитель с редуктором привода рабочего органа и муфтой предельного момента; н — скреповый элеватор. (Размеры в мм.)

спаста 2 прикреплена стойка 4, опирающаяся через плиту 5 на грунт и фиксированная подкосом 6.

Упорно-захватное оборудование гидравлического экскаватора ЭО-4121А (рис. 134, б) включает дополнительный упор 8. Максимальное усилие на режущей кромке ковша 13 в процессе заполнения мерзлым грунтом будет определяться условиями равновесия экскаватора относительно опорной поверхности упора 8.

Для экскавации мерзлых грунтов, склонных к хрупкому разрушению и некоторых видов слабых трещиноватых горных пород применяют экскаваторные ковши активного действия. Основной элемент ковша активного действия — пневматический ударный блок (рис. 122, г), обеспечивающий удельную энергию удара на кромке зуба до 80...90 Дж/см с удельной энергоемкостью разрушения 0,2...0,3 кВт·ч/м³. Ковши активного действия серийно выпускают для экскаваторов Э-652 (прямая и обратная лопаты) и Э-10011, Э-1252 и Э-2503 (прямая лопата). Первые три экскаватора имеют ударные пневмоблоки модели МК-4, а последний — МК-8. В комплект оборудования входит передвижной компрессор. В зависимости от назначения ковша оборудуют 1...3 пневмомолотами.

На рисунке 135 показан экскаватор Э-1252 с ковшом активного дей-

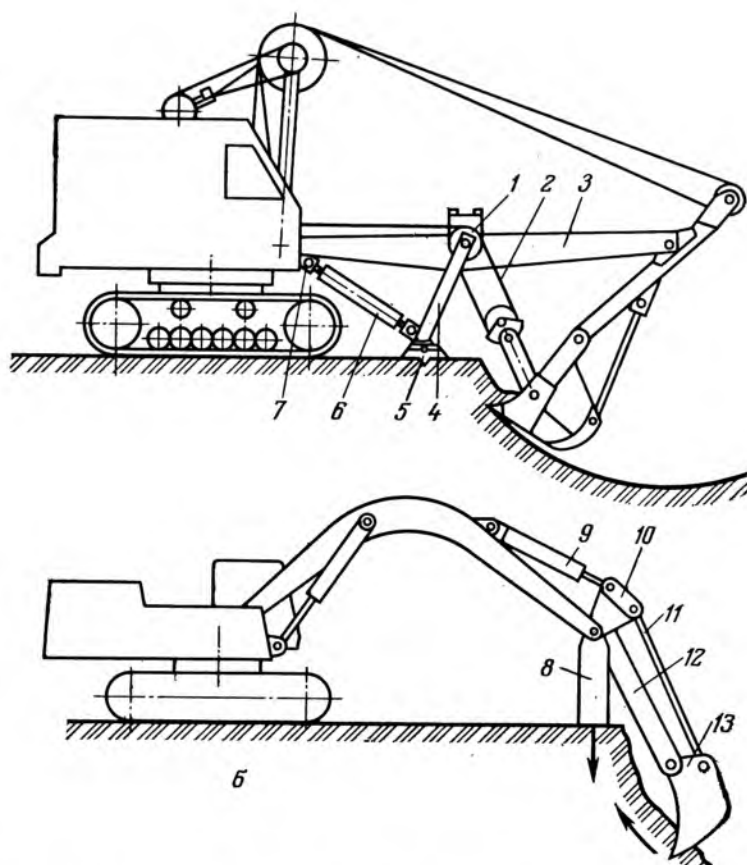


Рис. 134. Схема экскаваторов с дополнительными упорами:

a — Э-652; *б* — 4121А; 1 — неподвижная опора; 2 — напорный полиспаст; 3 — стрела; 4 — стойка; 5 — плита; 6 — подкос; 7 — проушина; 8 — упор; 9 — гидроцилиндр; 10 — поворотный рычаг; 11 — тяга; 12 — рукоять; 13 — ковш

ствия. Основное переоборудование включает монтаж устройства для подачи сжатого воздуха от внешнего источника — компрессора 1 и нового ковша с тремя ударными блоками 9, к которым по полуму днищу ковша по шлангам 8 и 3, трубе 4 подается сжатый воздух. Чтобы экскаватор имел возможность независимого поворота, использовано флюгерное устройство 5, исключающее перегибы гибких шлангов.

Одновременное воздействие на грунт усилия от подъемного каната и ударных импульсов от работающих пневмомолотов приводит к развитию трещин в массиве грунта и его экскавации.

Рис. 135. Экскаватор Э-1252 с ковшом активного действия прямой лопаты:

1 — передвижной компрессор ПР-16; 2 — ресивер; 3, 8 — гибкие шланги; 4 — горизонтальная труба; 5 — флюгерное устройство; 6 — кронштейн; 7 — промежуточная опора; 9 — ударный блок.



Ковши можно активизировать магнестрикторными вибраторами, что значительно упрощает конструкцию ковша (отсутствуют механические части, движущиеся с большими ускорениями и работающие в высоконагруженном динамическом режиме) или механических (электро-механических) вибраторов.

Активизация ковша при его оптимальных параметрах позволяет довести производительность до 125 м³/ч для прямой и до 88 м³/ч для обратной лопаты (грунт — тяжелый суглинок; 130 ударов ударника ДорНИИ при температуре минус 16 °С и влажности 11 %) экскаваторов 5-й размерной группы.

Глава XVIII. МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ГРУНТОВ

1. Общие сведения об уплотнении грунтов и грунтоуплотняющих машинах

Грунты, разработанные землеройными и землеройно-транспортными машинами и отсыпанные в насыпи земляных сооружений, обладают недостаточной прочностью, характеризуются большой объемной сжимаемостью, повышенной фильтрационной способностью и неустойчивым статическим равновесием.

Земляные инженерные сооружения под воздействием ходового оборудования машин частично уплотняются, однако такое уплотнение является некачественным вследствие недостаточной плотности и равномерности.

В ряде случаев уплотняют грунты ненарушенной структуры (с повышенной просадочной деформацией), чтобы создать противофильтрационные экраны. Уплотняют также различные основания и подготовки перед укладкой на них бетонных облицовок.

Показателем качества уплотнения грунта является плотность сухого грунта γ_s [формула (86)], а показателем прочности — модуль общей деформации E [формула (84)].

Максимальная стандартная плотность грунта, определяемая методом стандартного уплотнения (по прибору СоюздорНИИ), достигается при оптимальной влажности (табл. 22).

В СССР более распространены связные грунты, в средней полосе естественная влажность $\omega_{\text{опт}}$ грунтов не меньше (0,85...0,95). Критерием оценки степени уплотнения грунта является коэффициент уплотнения грунта $k = \gamma_s / \gamma_{s \text{ max}}$, значение которого устанавливается строительными нормами в зависимости от климатических зон и вида сооружения:

- $k = 0,95 \dots 0,98$ для дорог с усовершенствованными покрытиями;
- $k = 0,90 \dots 0,95$ для дорог с покрытиями переходного типа;
- $k = 0,97 \dots 1,00$ для гидротехнических земляных сооружений;
- $k = 0,80 \dots 0,90$ для насыпей железных дорог;
- $k = 0,98 \dots 1,02$ для аэродромов.

Показатели грунтов, отсыпанных различными средствами, являются исходными данными (табл. 23) для назначения режима работы грунтоуплотняющих машин.

22. Максимальная стандартная плотность и оптимальная влажность грунтов

Грунты	Максимальная плотность $\gamma_{s \text{ max}}$, г/см³	Оптимальная влажность $\omega_{\text{опт}}$, %
Песчаные	2,05...1,90	8...12
Супесчаные	1,97...1,78	10...15
Пылеватые супесчаные	1,78...1,65	16...20
Глинистые	1,72...1,63	18...21
Суглинистые	1,86...1,70	14...19
Тяжелосуглинистые и глинистые	1,75...1,63	18...22
Черноземы суглинистые	1,63...1,50	20...25

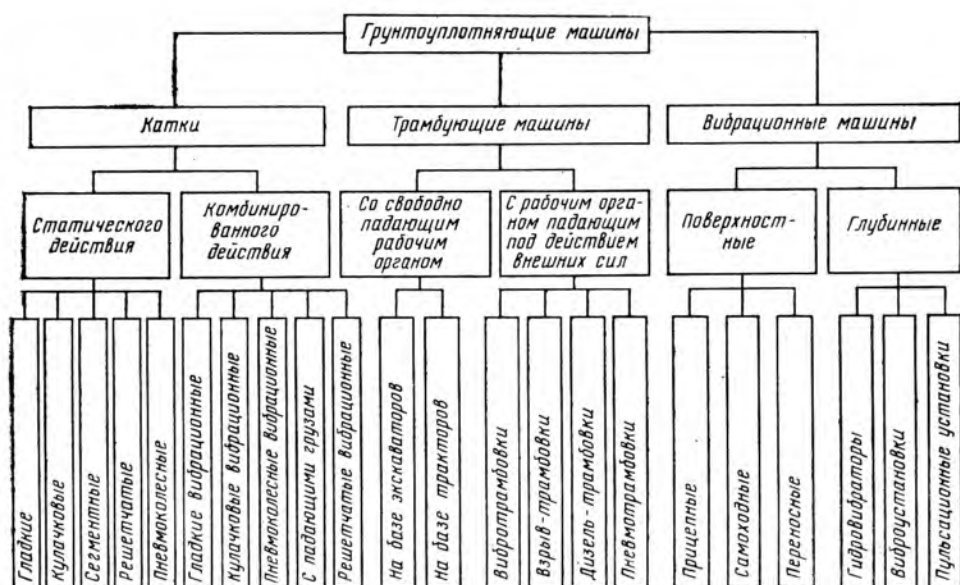


Рис. 136. Классификация грунтоуплотняющих машин.

Нормативный коэффициент уплотнения может быть достигнут только при правильном назначении параметров и режима работы грунтоуплотняющих машин при оптимальной влажности грунта.

В качестве предельных, практически достижимых коэффициентов уплотнения следует считать (Хархута, 1973): $k=1,03\ldots 1,06$ для несвязных и малосвязных грунтов; $k=1,10\ldots 1,12$ для связных тяжелых пылеватых суглинков и глинистых грунтов.

Искусственное уплотнение грунтов является эффективным мероприятием по стабилизации грунтов при возведении земляных сооружений и осуществляется следующими способами: отсыпкой грунта естественной влажности в воду, замочкой, укатыванием, трамбованием, вибрированием, комбинированным воздействием, массивами свай, взрывом, обезвоживанием и др.

Каждый из способов имеет свои положительные и отрицательные стороны и выбирается в зависимости от конкретных условий строительства с учетом технико-экономического обоснования, физико-механических свойств грунтов и требуемых плотности и модуля деформации, объема работ, условий объекта, времени года и сроков работ, наличия и технических возможностей грунтоуплотняющих машин.

Классификация грунтоуплотняющих машин представлена на рисунке 136, в соответствии с которой все машины разделены на три группы: катки, трамбующие и вибрационные машины.

23. Показатели грунтов, отсыпанных различными землеройными и землеройно-транспортными машинами (по данным Н. Я. Хархуты, 1973)

Используемые машины	Состояние грунта	Коэффициент уплотнения $k = \gamma_c / \gamma_{c \max}$	Модуль деформации E , МПа
Грейдер-элеваторы	Очень рыхлый и рыхлый	0,75...0,80	1...2
Бульдозеры	Недоуплотненный	0,80...0,85	2...8
Автосамосвалы	Недоуплотненный и почти плотный	0,85...0,90	4...10
Скреперы	Почти плотный	0,90...0,92	10...12

2. Факторы, влияющие на уплотнение грунта механическими способами

Грунты относятся к упруго-вязко-пластичным материалам, которые уплотняют путем приложения к поверхности (или внутренним способом) повторных кратковременных циклических нагрузок. Под действием этих нагрузок грунт многократно деформируется. Полная деформация состоит из упругой (обратимой) и остаточной (необратимой) деформации.

При упругой деформации грунт восстанавливает свои первоначальные размеры и форму после снятия внешних нагрузок. Уплотнение грунта возможно только под действием остаточных деформаций, которые бывают объемные и пластические. Пластические деформации не изменяют плотности грунта, а следовательно, и не приводят к его уплотнению. С увеличением нагрузки доля пластических деформаций возрастает, появляются значительные просадки и выпирание грунта из-под рабочих органов грунтоуплотняющих машин.

Параметры грунтоуплотняющих машин должны обеспечивать максимальную необратимую объемную деформацию без пластического течения, которое отрицательно влияет на процесс уплотнения.

По мере роста числа повторной нагрузки грунт постепенно упрочняется, то есть с каждым новым циклом нагружения деформация уменьшается, что свидетельствует о повышении модуля деформации (прочности грунта).

Степень уплотнения грунта при постоянной затрачиваемой работе зависит от влажности. Первоначальное увеличение влажности до $\omega_{\text{опт}}$ увеличивает γ_c , так как влага снижает внутренние силы связей между частицами. При влажности более $\omega_{\text{опт}}$ наблюдается уменьшение γ_c , увеличить в данной зоне плотность грунта можно только путем отжатия воды из пор. Но фильтрационное гидродинамическое перемещение воды из пор — процесс, сравнительно длительный по времени, и не может быть ускорен приложением кратковременной нагрузки.

Состояние грунта, поры которого максимально заполнены водой, является пределом для его уплотнения кратковременными нагрузками.

Если изменять работу, передаваемую на грунт рабочими органами машин, то влажность, при которой достигается $\gamma_{c\text{max}}$, уменьшается, а максимальная плотность возрастает, приближаясь к предельному значению.

Остаточная деформация грунта зависит от напряженного состояния, скоростей приложения нагрузки и деформирования.

Для эффективного уплотнения грунта напряжения под рабочими органами грунтоуплотняющих машин не должны превышать предела прочности грунта. Несоблюдение этого условия, особенно в начальной стадии уплотнения, когда грунт не имеет достаточной прочности, приводит к разрушению грунта с увеличением трещиноватости и снижению плотности. Грунт выжимается из-под рабочих органов машин и разрыхляется на поверхности.

По исследованиям Н. Я. Хархуты, максимальная эффективность уплотнения достигается при контактном давлении $\sigma_0 = (0,9 \dots 1,0) \sigma_p$, где σ_p — предел прочности грунта (табл. 24), но так как рабочие органы машины должны быть универсальными, то есть пригодными для уплотнения грунтов различных состояний, то при проектировании машин назначают $\sigma_0 = 1,5 \sigma_p$.

При уплотнении оросительных каналов с целью создания противофильтрационных кранов $\sigma_0 \cong (1,2 \dots 1,3) \sigma_p$; при уплотнении грунтов ненарушенной структуры $\sigma_0 = 1,2 \sigma_p$; при уплотнении кулачковыми и решетчатыми катками $\sigma_0 = (1,5 \dots 2,0) \sigma_p$. Для определения пределов прочности грунтов, влажность которых отличается от оптимальной, указанные в таблице 22 значения $\gamma_{c\text{max}}$ необходимо умножить на поправочный коэф-

24. Пределы прочности грунта σ_p (Н/см²) при $\omega = \omega_{\text{опт}}$ и $k = 0,95$

Грунты	При уплотнении		
	гладкими катками	пневмоколесными катками	трамбующими машинами
Малосвязанные (песчаные, супесчаные, пылеватые)	30...60	30...40	30...70
Средней связности (суглинистые)	60...100	40...60	70...120
Высокой связности (тяжелосуглинистые)	100...150	60...80	120...200
Весьма связные (глинистые)	150...180	80...100	200...230

коэффициент $k_{\text{вп}}$: $k_{\text{вп}} = 7,0$; 3,2 и 0,3 при $\omega = 0,8 \omega_{\text{опт}}$; 0,9 $\omega_{\text{опт}}$; 1,1 $\omega_{\text{опт}}$ для связных грунтов; $k_{\text{вп}} = 0,8$; 1,1; 1,05; 0,95 и 0,9 при $\omega = 0,4 \omega_{\text{опт}}$; 0,8 $\omega_{\text{опт}}$; 0,9 $\omega_{\text{опт}}$; 1,10 $\omega_{\text{опт}}$; и 1,20 $\omega_{\text{опт}}$ для несвязных грунтов.

По мере уплотнения грунта увеличиваются его прочность и плотность. Для повышения эффективности уплотнения необходимо постепенно повышать удельные давления от минимальных значений в начальной стадии уплотнения до σ_p в конце стадии уплотнения. Предварительное уплотнение рекомендуется осуществлять легкой машиной, а доводить грунт до требуемой плотности — тяжелой машиной. С изменением числа проходов некоторых машин удельное давление увеличивается автоматически в 1,5...2,0 раза, однако процесс уплотнения требует изменения давления в 3...4 раза.

Эффективность уплотнения грунта зависит от затрачиваемой работы, с увеличением которой γ_s возрастает, и тем интенсивнее, чем выше первоначальная плотность грунта. То есть для достижения одной и той же расчетной плотности γ_s для грунтов с большей первоначальной плотностью требуется меньше затратить работы, чем для более слабых грунтов.

Повысить первоначальную плотность грунта можно путем рационального использования при укладке грунта землеройных и землеройно-транспортных машин.

Эффективность уплотнения грунта зависит также от времени действия нагрузки, скоростей ее приложения и изменения напряженного состояния.

С увеличением продолжительности действия напряжений плотность грунта возрастает, и тем интенсивнее, чем больше контактные давления и связность грунта. При этом контактные напряжения не должны быть ниже предельных значений предела прочности грунта (табл. 24):

k	0,90	0,95	0,98	1,00
$\sigma_{0 \text{ min}}$ от σ_p	0,2...0,3	0,3...0,4	0,6...0,7	0,8...0,9

Однако достигнуть требуемой плотности только увеличением продолжительности воздействия рабочих органов грунтоуплотняющих машин нельзя.

Скорость изменения напряженного состояния характеризует быстроту процесса и для циклически прикладываемых напряжений выбирается по таблице 25.

Потребное число повторностей приложения циклической нагрузки для достижения требуемой плотности определяется по формуле Н. Я. Хархуты:

$$\lg n = \frac{1}{0,5k_1(1 + \beta_1)} \left(\frac{\varepsilon E_s}{\alpha_1 \sigma_1} - \beta_1 \right), \quad (363)$$

где n — число проходов, циклов приложения нагрузки; k_1 — эмпирический коэффициент интенсивности накопления необратимой деформации; β_1 — коэффициент отношения наибольших контактных напряжений при последнем нагружении к напряжениям при первом нагружении; $\beta_1 = \sigma_n / \sigma_1$; σ_n, σ_1 — напряжение на поверхности грунта соответ-

25. Параметры циклических нагрузок при различных способах уплотнения ($\omega = \omega_{\text{опт}}$, $k = 0,95$)

Способ уплотнения	Максимальное контактное напряжение σ_0 , Н/см ²	Скорость изменения напряженного состояния вблизи поверхности, Н/(см ² ·с)	Общее время напряженного состояния за один цикл, с
Укатка гладкими катками	70...120	250...3000	0,040...0,025
Укатка пневмоколесными катками	60...100	50...600	0,10...0,40
Трамбование	50...200	1000...80 000	0,005...0,030
Уплотнение вибрационными плитами	3...9	100...900	0,01...0,30
Вибротрамбование	5...50	450...5000	0,008...0,012
Уплотнение вибрационными катками	40...120	500...8000	0,010...0,015

ственно при последнем и первом нагружении, Н/см²; $\beta_1 = 3...4$; ε — относительная пластическая деформация; E_0 — эквивалентный модуль деформации грунта, Н/см²; α_1 — коэффициент, учитывающий долю пластической деформации в общей деформации грунта. Расчетные значения приведены в таблице 26.

26. Расчетные параметры связных грунтов оптимальной влажности

Коэффициент уплотнения k	Модуль деформации E , Н/см ²	k_1	α_1	Эквивалентный модуль E_0 , Н/см ²
0,60...0,70	50...100	0,20	0,90	300
0,71...0,75	100...200	0,30	0,80	500
0,76...0,85	200...400	0,40	0,75	650
0,86...0,90	400...800	0,55	0,60	850
0,91...0,94	800...1000	0,70	0,50	1200
0,95...0,97	1500...2000	0,90	0,40	2400

Большое влияние на уплотнение оказывают площадь контакта рабочих органов грунтоуплотняющих машин с грунтом и их геометрические параметры. Зона грунта, где реализуются действующие напряжения и деформации грунта, по глубине распределяется более или менее равномерно и называется активной зоной. На эту зону приходится до 80...90 % всей необратимой деформации.

Глубина активной зоны (м) определяется при $\sigma_0 = \sigma_p$:

$$h_0 = \alpha B_{\min} \frac{\omega}{\omega_{\text{опт}}} (1 - e^{-\beta \sigma_0 / \sigma_p}), \quad (364)$$

где α , β — безразмерные постоянные; α зависит от скорости изменения напряженного состояния; $\alpha = 1,1$ при вибрировании и трамбовании; $\alpha = 1,7...2,0$ при укатке; β зависит от вида грунта; $\beta = 3,7$ и $\beta = 2,6$ для связных и малосвязных грунтов; $B_{\min}$ — минимальный поперечный размер поверхности контакта рабочего органа с грунтом, м; ω , $\omega_{\text{опт}}$ — влажность и оптимальная влажность грунта, %; e — основание натурального логарифма; $e = 2,72$.

Толщина уплотняемого слоя определяется глубиной активной зоны и не должна превышать ее, так как в этом случае возможно неравномерное уплотнение грунта и появление непроработанных зон. Назначив оптимальную толщину слоя уплотнения, можно получить из формулы (364) минимальный поперечный размер рабочего органа.

3. Катки

Катки относятся к числу наиболее производительных и сравнительно дешевых средств уплотнения грунтов. Их можно применять не только для уплотнения грунтов, но и различных оснований, гравийно-песчаных подготовок, дорожных покрытий. Конструктивно выполняют катки статического и комбинированного действия (рис. 136). Катки стати-

ческого действия выполняют гладкими, кулачковыми, сегментными, решетчатыми и пневмоколесными. По способу агрегатирования катки делятся на прицепные, полуприцепные и самоходные.

Катками с гладкими металлическими вальцами можно уплотнять грунты на глубину до 10...15 см.

Рабочий орган — металлический валец, представляющий широкое колесо с жестким ободом, которое вращается на оси, установленной на обхватывающей раме. Рама снабжена дышлом с прицепной серьгой для присоединения к базовому тягачу. На раме имеется скребок для очистки рабочей поверхности вальца от налипшего грунта. Внутреннюю полость вальца для увеличения массы катка можно заполнять балластом, загружаемым через люки в торцовых днищах. Для послойного уплотнения насыпных грунтов применяют в основном только прицепные катки, объединенные по 3...5 в одной сцепке. Самоходными катками преимущественно укатывают дорожные основания и покрытия.

При последовательных проходах катка каждому проходу соответствует своя остаточная деформация грунта, при этом горизонтальная проекция поверхности контакта с грунтом по мере увеличения степени уплотнения уменьшается.

Среднее удельное давление катка на грунт от прохода к проходу изменяется и не является константой:

$$q = G/(Bb_{\text{п}}),$$

где G — сила тяжести катка; B — ширина катка; $b_{\text{п}}$ — горизонтальная проекция опорной поверхности.

В качестве основной характеристики катка принято среднее линейное удельное давление катка (Н/м) как константа:

$$q_{\text{л}} = G/B. \quad (365)$$

Максимальное контактное давление:

$$\sigma_0 = \sqrt{q_{\text{л}} E/R} \leq (0,8...0,9) \sigma_{\text{р}}, \quad (366)$$

где E — модуль деформации грунта (табл. 26); R — радиус вальца; обычно $R = 0,8...0,9$ м.

Оптимальная толщина слоя уплотнения (м):

$$h_0 = 95 \cdot 10^{-5} \omega \omega_{\text{опт}}^{-1} \sqrt{q_{\text{л}} R} \text{ для связных грунтов;}$$

$$h_0 = 126 \cdot 10^{-5} \omega \omega_{\text{опт}}^{-1} \sqrt{q_{\text{л}} R} \text{ для несвязных грунтов,}$$

где $q_{\text{л}}$ в Н/м; R в м.

Эксплуатационная производительность (м³/ч) машин (катков, трамбующих и вибрационных машин):

$$П_э = (B - \Delta) h_0 v k_{\text{в}}/n, \quad (367)$$

где B — ширина полосы уплотнения, равная ширине катка, м; Δ — величина перекрытия, м; $\Delta = 0,1...0,3$ м; h_0 в м; v — средняя скорость движения машины, м/ч; n — число проходов по одному следу, необходимое для достижения требуемой плотности грунта [формула (363)]; $k_{\text{в}}$ — коэффициент использования машины по времени с учетом потерь на повороты, случайные остановки, переключение скоростей и т. п.; $k_{\text{в}} = 0,8...0,9$ для катков; $k_{\text{в}} = 0,7...0,8$ для трамбующих и вибрационных машин.

Уточненная формула производительности (м³/ч) для прицепных, полуприцепных и самоходных катков с учетом общего числа проходов по одному следу:

$$П_э = \frac{L h_0 B_{\text{у}} k_{\text{в}} k_{\text{а}}}{\left[L \left(\frac{n_1}{v_1} + \frac{n_2}{v_2} + \frac{n_3}{v_3} + \dots + \frac{n_i}{v_i} \right) + n t_{\text{р}} \right] n' k'}, \quad (368)$$

где L — длина уплотняемого участка, м; обычно $L = 1\,000...1\,500$ м; $B_{\text{у}}$ — ширина уплотняемого участка, м; $k_{\text{а}}$ — коэффициент, учитывающий энергетические показатели грунтоуплотняющей машины; $n_1, n_2, n_3, \dots, n_i$ — число проходов катка по одному следу, выполняемых соответственно при средней скорости движения $v_1, v_2, v_3, \dots, v_i$ (м/ч); $n =$

$=n_1+n_2+n_3+\dots+n_i$ — общее число проходов катка; t_p — время, затрачиваемое на разворот катка, отнесенное к одному проходу, ч; n' — число одинарных проходов катка по всей ширине уплотняемого участка; $n'=B_y/B$; k' — коэффициент увеличения фактического числа проходов в связи с возможностью неточного их выполнения; B — ширина катка, м.

Наименьшая технологически возможная длина уплотняемого участка зависит от допускаемого времени на разворот катка в конце участка (не должно превышать 20 % от рабочего времени) и при скорости движения катка 1,0...1,5 м/с составляет 200...450 мм.

Кулачковые катки имеют суммарную опорную поверхность кулачков, не превышающую 4...5 % поверхности цилиндра, описанного по вершинам кулачков. Они предназначены для уплотнения тяжелых связных и комковатых (но нелипких) грунтов, но не дают никакого эффекта при работе на несвязных грунтах, так как вследствие больших давлений грунт из-под кулачков перемещается в стороны и вверх. Кулачковые катки малоэффективны при уплотнении сравнительно плотных грунтов, так как кулачки первоначально не погружаются на полную глубину и не обеспечивают проработку слоя на расчетную глубину.

При первых проходах, когда грунт еще рыхлый, кулачки полностью погружаются в грунт и образуют в нем уплотненные ядра, располагаемые в шахматном порядке. Погружение кулачков происходит до равновесного состояния. Высота уплотненного ядра равна около $2,5b$, где b — минимальный размер опорной торцевой поверхности кулачка.

При повторных проходах глубина погружения кулачков уменьшается вследствие повышения прочности грунта, а сопротивление движению катка снижается на 20...25 % по сравнению с первым проходом. Уплотнение грунта происходит от нижерасположенных слоев к верхним, но вследствие кинематики кулачка верхняя часть грунта слоем 5...8 см и более остается разрыхленной.

На прицепные кулачковые катки статического действия разработан ГОСТ 11557—75, в соответствии с которым выпускают катки трех типов: легкие (масса с балластом 8 т), средние (масса с балластом 16 т) и тяжелые (масса с балластом 28 т), агрегатируемые соответственно гусеничными тракторами тягового класса 3...5, 10 и 15, с глубиной уплотнения 0,2; 0,3 и 0,4 м. В мировой практике известны конструкции кулачковых катков массой более 100 т с контактным напряжением 10 МПа, которые относят к сверхтяжелым каткам.

Каток ДУ-32А (рис. 137) среднего типа предназначен для предварительного уплотнения связных грунтов глубиной до 0,3 м. На поверхности металлического вальца 1 установлены в шахматном порядке в 11 рядов по 18 кулачков, 8 в каждом. Ось вальца закреплена на раме 2 с двумя тяговыми дышлами 7 и стояночными домкратами 5. Для очистки межкулачкового пространства от налипшего грунта на раме смонтирован скребок 3.

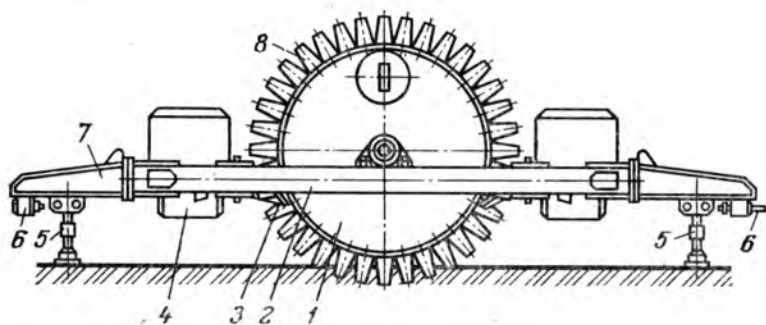


Рис. 137. Кулачковый каток ДУ-32А:

1 — валец; 2 — рама; 3 — очистной скребок; 4 — балласт; 5 — домкрат; 6 — сцепка; 7 — тяговое дышло; 8 — кулачки.

27. Параметры кулачковых катков

Тип катка	Контактное давление, Н/см ²	Толщина слоя уплотнения, см	Толщина разрыхленного слоя, см	Длина кулачка, см	Площадь поверхности кулачка, см ²	Масса с балластом, т
Легкий	70...200	До 20	4...6	19...25	20...40	8
Средний	200...400	До 30	6...10	25...30	60...70	16
Тяжелый	400...600 и более	До 40	10...15	До 40	100...140	28

В качестве балласта 4 применены железобетонные блоки общей массой 9 т, монтируемые по три штуки симметрично относительно оси вальца. В отдельных конструкциях балласт монтируют в балки рамы или внутрь вальца.

Дышла со сцепными устройствами относительно рамы можно переставлять для совместного агрегатирования двух-трех катков.

По конструкции кулачков катки бывают реверсивные и нереверсивные, с неразъемным креплением к вальцам или с установкой на бандажках, которые в виде отдельных секций (2...3) стягиваются на вальце болтами.

Наибольшее распространение имеют реверсивные кулачки в виде усеченного прямого конуса или с криволинейной боковой поверхностью. В плане опорная поверхность кулачка выполняется круглой, квадратной или эллиптической. Оптимальное число кулачков на 1 м² поверхности составляет 20...25 для легких и средних и 15...20 для тяжелых катков; длина кулачков относится к диаметру вальца как 1 : 6...1 : 7. Ширина катка, как и в случае для гладких вальцов, устанавливается из условий достаточной поперечной устойчивости.

Оптимальные параметры кулачковых катков представлены в таблице 27.

Вес катка (H) определяют по контактному давлению:

$$G = \sigma_0 S z_p, \quad (369)$$

где σ_0 — выбранное контактное давление на опорной поверхности кулачка, Н/см²; S — площадь опорной поверхности кулачка, см²; z_p — число кулачков в ряду, расположенном на образующей вальца (обычно 10...20).

Оптимальная глубина (см) уплотнения в плотном теле:

$$h_0 = 0,65 (L + 2,5b - h_p), \quad (370)$$

где L — длина кулачка, см; b — минимальный поперечный размер опорной поверхности кулачка, см; h_p — толщина разрыхленного слоя, см.

Для достижения плотности с коэффициентом уплотнения $k=0,95$ число проходов устанавливают из условия однократного перекрытия поверхности уплотненного слоя грунта кулачками:

$$n = \frac{S_v}{S_m} k_n, \quad (371)$$

где S_v — площадь поверхности кулачкового катка по опорным поверхностям кулачка, см²; S — площадь опорной поверхности одного кулачка, см²; m — общее число кулачков ($m=150...300$); k_n — коэффициент, учитывающий неравномерность перекрытия поверхности кулачками; $k_n=1,3$.

При достижении плотности $k=0,98...1,00$ число проходов должно быть увеличено в 2...3 раза.

Сегментные катки являются разновидностью кулачковых, но имеют увеличенную опорную поверхность и выполняются в виде отдельных сегментов, шарнирно прикрепляемых к вальцу. Это обеспечивает более равномерное нагружение грунта, уплотнение которого происходит сверху вниз, как у гладких катков, но более эффективно благодаря возможному пластическому течению грунта из-под сегмента в зазоры между ними.

Затруднительная очистка сегментов от налипшего грунта приводит к бездействию механизма поворота сегментов, каток начинает работать, как гладкий каток увеличенного диаметра, с меньшим контактным давлением. Поэтому сегментные катки применяют ограниченно.

Решетчатые катки выполняют в виде плетеной сварной решетки, укрепленной на бортовых и средних кольцах. Внутри решетчатого вальца установлены два конуса для очистки и отбрасывания в стороны провалившихся через ячейки решетки комьев грунта. Решетчатые катки наиболее эффективны при уплотнении связных и малосвязных грунтов с большим содержанием крупнообломочных включений. Их можно применять и зимой, так как решетка дробит комья и включения и одновременно погружает их в массив грунта.

Они малоэффективны при уплотнении переувлажненных связных грунтов, особенно в зимний период, когда грунт интенсивно смерзается с решеткой.

Изготавливают решетчатые катки двух типов: легкие (массой до 15 т, диаметром 1,5...1,7 м) и тяжелые (массой до 30 т, диаметром 2,0...2,3 м); диаметр прутков 35...70 мм; размер ячейки в 4...5 раз больше диаметра прутка.

Под действием силы тяжести прутки погружаются в грунт (на 0,5 диаметра прутка и более) и под ним образуются напряженные зоны, которые, взаимодействуя одна с другой, увеличивают проработку грунта на глубину до 6...8 диаметров прутка. Однако в зоне между прутками (внутри ячейки) грунт остается неуплотненным на глубину до двух диаметров в центре.

Уровень напряженного состояния зависит от нагрузки и размера ячейки решетки, с уменьшением которого напряженное состояние возрастает, но при этом затрудняется очистка и уменьшается глубина уплотнения.

Поперечный размер окна $D = (4...5)d$, где d — диаметр прутка, является оптимальным, так как при этом достигается требуемый эффект уплотнения и реализуются преимущества решетчатого катка.

Вес катка (Н) выбирают по контактному давлению:

$$G = k_p \sigma_p S = k_p \sigma_p d \left[2L + \frac{D(L+D)}{D+d} \right], \quad (372)$$

где k_p — поправочный коэффициент, учитывающий отличие в работе решетчатого катка от гладкого и число рядов элементов решетки по образующей катка (предполагается, что контактная поверхность образована одним рядом); $k_p = 0,6...0,8$; σ_p — предел прочности грунта, выбираемый, как и для гладких катков (табл. 24), либо по опытным данным применительно к грунтам оптимальной влажности, Н/см²; d — диаметр прутка, см; D — поперечный размер окна, см; L — длина образующей катка, см.

Пневмоколесные катки получили наибольшее распространение вследствие большой уплотняющей способности и возможности регулирования силового воздействия путем автоматического изменения давления воздуха в шинах или пригруза.

Прицепные пневмоколесные катки изготавливают по ГОСТ 8544—74 четырех типов, отличающихся по массе катка с балластом: легкие (15 т), средние (25 т), тяжелые (50 т) и особо тяжелые (100 т). Эти катки подразделяются на катки с жесткой и независимой подвеской. Крайние колеса оборудуются тормозами для возможности транспортирования в прицепе с автомобилями-тягачами. Известны катки массой до 200 т, применяемые в аэродромостроении.

Полуприцепные пневмоколесные катки по ГОСТ 16481—70 выполняют трех типов (отличие по массе с балластом): легкие (15 т), средние (30 т) и тяжелые (45 т); они унифицированы с прицепными соответствующего ряда. Их агрегируют с одно- и двухосными тягачами, на седельно-сцепном устройстве которых крепят тяговое дышло катка.

Самоходные пневмоколесные катки, снабженные собственным двигателем и ходовой трансмиссией, по массе подразделяют на легкие (10...15 т), средние (20...30 т) и тяжелые (40...50 т).

Катки на пневматических шинах пригодны для уплотнения связных и несвязных грунтов. По своему действию на грунты они более эффективны, чем гладкие и кулачковые катки, так как грунт в результате эластичности шин находится в напряженном состоянии более длительное время, чем при работе катка с жесткими вальцами. Кроме того, напряжения по глубине и на поверхности контакта распределяются более равномерно. Катки уплотняют грунт на значительную глубину (до 0,8 м) и не разрыхляют поверхность. Требуемая плотность грунта достигается при меньшем числе проходов, что повышает их производительность. При уплотнении песчаных грунтов делают 2...3 прохода, супесчаных — 3...4, суглинистых и тяжелосуглинистых — 5...6. Достоинством катков на пневматических шинах является также возможность изменения контактных напряжений, а следовательно, и глубины их распространения путем регулирования давления воздуха в шинах. В качестве пневматиков применяют шины высокого давления.

На рисунке 138 приведена конструкция прицепного секционного катка ДУ-39А. Он имеет независимую подвеску колес, что позволяет избежать перегрузки отдельных шин, и обеспечивает одинаковое уплотнение грунта под колесами.

Каждая секция катка состоит из кузова и колесного хода. Кузов представляет плоский, открытый сверху ящик сварной конструкции. Дно кузова в средней части вогнуто и образует нишу для размещения колес.

Каток агрегатируют с гусеничными тракторами класса 6...10, при транспортировании используют автомобили ЗИЛ-131, КраАЗ-255 или «Урал-375», для чего пневмосистему катка 8 соединяют с пневмосистемой управления тормозами автомобиля. Крайние секции катка 2 и 4 объединены балкой 6 и передней балкой и образуют жесткую раму, к которой присоединяется тяговое дышло 1. Три средние секции катка 3 — подвижные, имеют возможность поворачиваться относительно шарниров передней балки. На задней балке имеются механизмы стопорения средних секций, что необходимо для повышения поперечной устойчивости катка при транспортировании и смене колес.

Полуприцепные катки на пневмошинах ДУ-37А, ДУ-16В и ДУ-21, агрегатируемые соответственно с двухосным трактором Т-150К, одноосным колесным тягачом МоАЗ-546П и БелАЗ-531, имеют массу 23, 36 и 57 т. По конструкции они аналогичны прицепным и предназначены для послойного уплотнения грунтов, гравийно-щебеночных материалов и стабилизированных грунтовых смесей.

Полуприцепной каток тяжелого типа ДУ-21 (рис. 139) состоит из одноосного тягача 1 (БелАЗ-531) с седельно-сцепным устройством 2, соединяемым с тяговым дышлом 3 и управляемым двумя гидроцилиндрами 4.

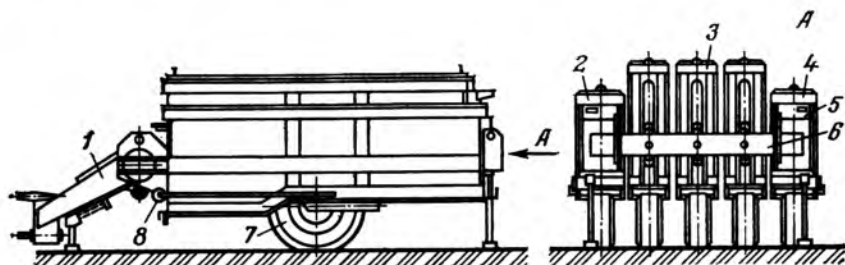


Рис. 138. Прицепной пневмоколесный каток ДУ-39А:

1 — тяговое дышло; 2, 3, 4 — левый, средний и правый бункера; 5 — электрооборудование; 6 — задняя балка; 7 — колесо; 8 — пневматическая система управления тормозами.

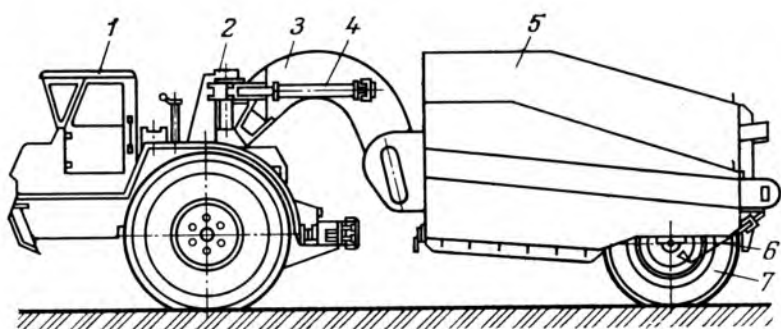


Рис. 139. Полуприцепной пневмоколесный каток ДУ-21:

1 — одноосный тягач БелАЗ-531; 2 — седельно-сцепное устройство; 3 — тяговое дышло; 4 — гидроцилиндры поворота; 5 — секции катка; 6 — очиститель; 7 — колесо.

Две крайние секции 5 соединены между собой, образуя общую раму катка; две внутренние секции имеют независимую подвеску. Вертикальное перемещение секций ограничивается упорами с резиновыми подушками, установленными на задней балке.

Колеса 7 крайних секций оборудованы пневматическими тормозами колодочного типа, работающими одновременно с тормозами колес тягача.

Самоходные пневмоколесные катки имеют большую маневренность и производительность, могут работать челночным способом без поворотов в конце укатываемого участка. Чаще всего их изготавливают двухосными, с одной или двумя ведущими осями. Эти катки, так же как и самоходные вибрационные с гладкими вальцами, применяют в основном для окончательного уплотнения асфальтобетонных, стабилизированных и гравийно-щебеночных смесей и грунтов в стесненных условиях.

В последние годы серийно выпускают два самоходных пневмоколесных катка ДУ-31А и ДУ-29 массой с балластом 16 и 30 т с двигателем мощностью 66 и 96 кВт.

К числу основных параметров, определяющих эффективность работы катков на пневматических шинах, относятся: размеры и тип шин, давление воздуха в шинах и нагрузки на колеса, расстановка колес в плане и система их подвески, ширина уплотняемой полосы, скорость движения и др.

При рядном расположении шин зазор между колесами принимают $(0,3...0,4) B$, а при шахматном — $(0,7...0,9) B$, где B — ширина профиля шины.

Под нагрузкой шина деформируется, отпечаток поверхности в плане имеет вид эллипса с осями: a — большая ось в направлении движения колеса и $b = B$; площадь контакта $S = 0,25\pi ab$.

В отличие от гладких катков у пневматических эпюра распределения максимальных напряжений по глубине прорабатываемого слоя имеет сравнительно равномерный и симметричный характер.

С учетом влияния жесткости шины и ее деформации среднее давление на грунт $(Н/м^2)$ определяется по формуле:

$$\sigma_{ср} = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi ab} = \frac{p}{1 - \psi}, \quad (373)$$

где Q — нагрузка на колесо, Н; S — площадь эллипса, $м^2$; a, b — оси эллипса, м; p — давление воздуха в шине, $Н/м^2$; ψ — коэффициент жесткости шин;

давление воздуха в шине p , МПа	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
коэффициент жесткости шины ψ	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,15
среднее давление $\sigma_{ср}$, МПа	0,15	0,40	0,50	0,57	0,62	0,70

28. Показатели оптимальных режимов работы пневмоколесных катков

Показатели	Грунты		
	песчаный	супесчаный	суглинистый
Давление воздуха в шине, МПа	0,2	0,3...0,4	0,5...0,6
Потребное число проходов	2...3	3...4	5...6
Масса катка в процентах от максимальной	50	65...80	100

Учитывая, что при взаимодействии шины с грунтом максимум контактного давления смещается в сторону движения катка, имеем:

$$\sigma_{\max} = 1,5\sigma_{\text{ср}} \leq (0,8...0,9)\sigma_p. \quad (374)$$

Допускаемая нагрузка (Н) на пневматическое колесо:

$$Q = \alpha Sp \approx 0,12p \sqrt{D^3 B}, \quad (375)$$

где α — коэффициент, учитывающий работу покрышки; $\alpha=1,05$, $\alpha=1,0$ и $\alpha=1,30$ соответственно при нормальном, повышенном и пониженном давлении; p — давление воздуха, Н/м²; D , B — диаметр и ширина шины, м.

Прогиб шины под нагрузкой (м):

$$\lambda = \frac{0,3Q}{p} \sqrt{\frac{1}{DB}} \leq [\lambda], \quad (376)$$

где Q в Н; D и B в м; $[\lambda]$ — допускаемый прогиб шин грунтоуплотняющих машин; $[\lambda]=0,15D$ для обычных шин; $[\lambda]=0,10D$ для шин с металлокордом; p в Н/м².

Таким образом, деформация шины зависит не только от действующей нагрузки, но и от давления. Так как зависимость λ от Q линейная, то жесткость шины в радиальном направлении можно характеризовать модулем жесткости — нагрузкой, необходимой для деформации шины на 1 см.

Для пневмоколесных катков установлены следующие показатели оптимальных режимов работы (табл. 28).

Лучшие результаты в отношении прочности грунта после уплотнения и возможность работы на повышенных скоростях дает применение шин более широких профилей при оптимальных давлениях воздуха в шине.

Давление воздуха в шинах устанавливают в зависимости от вида грунта и его плотности. При первых проходах, когда грунт сравнительно рыхлый, допускают снижение давления воздуха в шинах, что обеспечивает не только лучшую проходимость катка, но и более равномерное распределение контактных давлений на поверхности и по глубине. При последующих проходах, когда прочность грунта возрастает, деформация шины будет увеличиваться. Для уменьшения износа шин необходимо либо увеличить давление в шине, либо уменьшить массу балласта, последнее является нежелательным. Современные катки оборудуют устройствами для быстрого регулирования давления (от 1,0 до 0,5 расчетного давления) и изменения массы катка (за счет балласта).

В зависимости от состояния уплотняемого грунта рекомендуются следующие давления в шинах (МПа):

очень рыхлый грунт	0,05...0,10
слежавшийся насыпной грунт	0,10...0,20
недоуплотненный грунт	0,20...0,30
плотный грунт	0,30...0,40
очень плотный грунт	0,40...0,45
связные грунты	0,50...0,60
грунты ненарушенной структуры	0,60...0,80

Оптимальная глубина (м) уплотнения грунта пневмоколесными катками:

$$h_0 = 2 \frac{\omega}{\omega_{\text{опт}}} k \sqrt{Q \sigma_{\text{ср}}} = 2 \frac{\omega}{\omega_{\text{опт}}} k \sqrt{Q \frac{p}{1-\psi}}, \quad (377)$$

где ω , $\omega_{\text{опт}}$ — фактическая и оптимальная влажность грунта; k — коэффициент уплотнения; Q в Н; $\sigma_{\text{ср}}$ и p в Н/м².

Качество уплотнения грунта зависит от продолжительности контакта с пневматическим колесом, которая благодаря деформации шины имеет значительно большее значение, чем у других типов катков (до 1,0...1,5 с). Однако чрезмерное увеличение продолжительности приводит к снижению производительности уплотнения.

Рабочие скорости движения при первых и последних проходах составляют 6...10 км/ч, при промежуточных проходах — 12...14 км/ч. Транспортные скорости средних и тяжелых катков не превышают 20...25 км/ч.

Вибрационные гладкие, решетчатые, кулачковые и пневмоколесные катки и катки с падающими грузами (рис. 136) уплотняют грунт комбинированным действием: сочетание статической укатки с вибрационным или трамбующим воздействием.

4. Трамбующие машины

Основное преимущество трамбующих машин по сравнению с катками заключается в возможности уплотнения грунта на значительную глубину (до 1,2...1,8 м). Эти машины менее чувствительны к влажности. Их можно применять для уплотнения различных видов грунтов (кроме малосвязных и полностью водонасыщенных).

В качестве рабочих органов применяют трамбующие плиты различных массы, размеров и формы, сбрасываемые на поверхность уплотняемого грунта свободно (под действием сил тяжести) или с применением дополнительных внешних сил (сжатый воздух, сгоревшие газы и др.). Грунт уплотняется под действием кинетической энергии падающего груза, которая расходуется на необратимые перемещения частиц грунта, выжимание пленок жидкой фазы из зон контактов и на упругие деформации компонентов грунта.

Удар — быстро протекающий процесс, он начинается с момента соприкосновения рабочего органа с грунтом и прекращается после погружения в грунт на какую-то глубину. При этом за кратковременный промежуток на поверхности и по глубине возникают напряжения, достигающие значительной величины. Напряжения возрастают столь быстро, что деформация грунта отстает по времени и начинает развиваться через некоторый промежуток времени после удара.

Скорость рабочего органа в момент удара может быть как у свободного падающего с некоторой высоты тела, так и значительно выше за счет работы соответствующих механизмов.

Современные трамбующие машины по энергии единичного удара подразделяют на тяжелые (10...50 кДж), средние (1...10 кДж) и легкие (до 0,8...1,0 кДж).

Тяжелые трамбующие машины имеют свободно сбрасываемый с высоты 1,0...2,5 м и более рабочий орган в виде плиты массой 1...3 т с опорной поверхностью площадью 0,6...1,0 м². Опорная поверхность может быть плоской, рифленой или кулачковой. Материал плит — чугун или армированный бетон.

Трамбующие плиты на одноковшовых экскаваторах подвешивают к подъемному канату и управляют ими главной лебедкой. Чтобы плита не раскачивалась и не раскручивалась, предусматриваются удерживающий канат или жесткие направляющие. Участок уплотняют от краев к

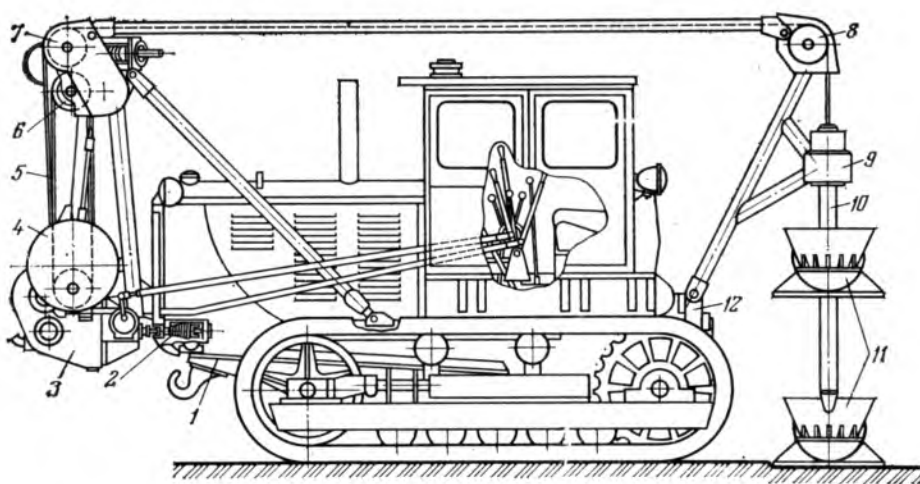


Рис. 140. Самоходная трамбующая машина ДУ-12Б:

1 — трактор; 2 — карданный вал; 3 — редуктор; 4 — кривошипно-полиспастный механизм; 5 — полиспаст; 6 — барабан; 7, 8 — направляющие блоки; 9 — задняя навеска; 10 — направляющие штанги; 11 — трамбуемые плиты; 12 — ходоуменьшитель.

середине с небольшими перекрытиями уплотненных мест. Откосы каналов глубиной более 3 м уплотняют вальцовыми или плоскими трамбуемыми плитами, которые одновременно соединяются с тяговым канатом, что обеспечивает фиксированный удар, и специальными стропами, направляющими падающую плиту перпендикулярно к откосу.

Трамбующие плиты на одноковшовых экскаваторах просты по конструкции и могут быть изготовлены в любых мастерских, но имеют малую частоту ударов (зависит от высоты сбрасывания), высокую энерго-материалоемкость, большие нагрузки на сборочные единицы экскаватора и затрудненный контроль за качеством уплотнения.

На рисунке 140 представлена самоходная трамбующая машина ДУ-12Б на базе трактора Т-100М с ходоуменьшителем 12. Она предназначена для послойного уплотнения тяжелых связных и малосвязных грунтов слоями до 1,2 м при строительстве плотин, дамб, земляного полотна и других объектов. Рабочий орган — две чугунные плиты 11 с опорной площадью 1 м² и массой 1,3 т, поочередно сбрасываемые на грунт. Энергия удара 14,3 кДж, частота 12...18 ударов в минуту. Ширина захвата 2,5 м.

Чугунные плиты 11 имеют пружинный амортизатор и коуш для крепления каната. Пружинный амортизатор смягчает рывок в момент подъема плиты.

Поднимают и сбрасывают плиты поочередно с помощью кривошипно-полиспастного механизма 4, приводимого во вращение редуктором 3 от переднего вала отбора мощности трактора через карданный вал 2. В транспортном положении плиты поднимаются и удерживаются от падения крюками, установленными на задней навеске 9.

Каждая плита перемещается в двух направляющих штангах 10. Канаты, на которых подвешены плиты, огибают направляющие блоки 7 и 8 и запасовываются в полиспаст 5.

Передняя и задняя подвески шарнирно закреплены на раме трактора и связаны между собой трубами, внутри которых проходят канаты для подъема плит. Высота подъема 1,1 м.

Автоматический подъем и сброс плит осуществляются кривошипно-полиспастным приводом, подвижная обойма которого расположена на кривошипе, перемещаемом от силовой установки от крайнего верхнего положения к нижнему.

При проходе верхней мертвой точки кривошип под действием силы тяжести плиты обгоняет поводок эксцентрика и плита сбрасывается на грунт, а кривошип остается в нижней мертвой точке, откуда после выбора слабину каната он переводится вновь эксцентриком в верхнюю мертвую точку.

Во время работы машина перемещается со скоростью 80...200 м/ч, что обеспечивает производительность до 400...450 м³/ч. Аналогичное устройство имеет машина ДУ-12В, выполненная навесной на базе трактора Т-130.

Разновидностью трамбуемых машин являются катки с падающими грузами, совмещающие уплотнение грунта укатыванием и трамбованием. Их применяют для уплотнения ложа водохранилищ, создавая противотрафиционные экраны. Рабочий орган выполнен в виде вальца с траверсами для перемещения роликов падающих грузов. Грузы подхватываются катком, поднимаются вверх по копиру и при совпадении копира с пазами траверс свободно сбрасываются на грунт. Серийного производства катки с падающими грузами не имеют.

Средние трамбуемые машины выполняют в виде прицепного, полуприцепного и навесного оборудования к пневмоколесным и гусеничным тракторам или сменного рабочего оборудования к экскаваторам. Рабочий орган совершает поступательное движение под действием специальных механизмов (механические трамбовки), энергии газов (пневмотрамбовки, дизель- и взрыв-трамбовки) или вибровозбудителей. По способу передачи энергии удара от рабочего органа к грунту трамбуемые машины бывают непосредственного действия и с шаботом, то есть удар в последних передается шаботу, а от шабота — грунту (меньший КПД и ограничение по мощности).

Легкие трамбуемые машины выполняют в виде ручных трамбовок: механических, дизельных, с карбюраторным двигателем, электрических и пневматических массой до 200 кг. Их применяют при ограниченных объемах работ в стесненных условиях (ремонтные работы, уплотнение грунта у стен сооружений, засыпка траншей и т. п.).

В момент удара происходит изменение количества движения; предполагая, что удар абсолютно не упругий, импульс силы определяют по формуле:

$$I = mv_n - mv_k = m \sqrt{2gH}, \quad (378)$$

где m — масса плиты; v_n, v_k — скорость в начале и конце удара; $v_k = 0$; H — высота сбрасывания уплотняющего рабочего органа; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Зная закон изменения силы P от времени t , можно записать:

$$I = \int_0^{\tau} P dt = \frac{P_{\max} \tau}{2} = m \sqrt{2gH},$$

где $P_{\max}$ — максимальная сила удара; τ — время удара; $\tau = 0,008 \dots 0,016 \text{ с}$ для несвязных грунтов; $\tau = 0,011 \dots 0,023 \text{ с}$ для связных грунтов.

Откуда

$$P_{\max} = 2m \sqrt{2gH} / \tau.$$

Максимальное напряжение при ударе:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{S} = \frac{2m \sqrt{2gH}}{S\tau} \leq (0,9 \dots 1,0) \sigma_p, \quad (379)$$

где S — площадь основания плиты.

Учитывая, что от удара к удару сила удара возрастает, а время удара уменьшается, а также уменьшается погружение плиты в грунт из-за того, что основание становится более жестким, Н. Я. Хархута предложил оценивать трамбуемые плиты по удельному импульсу:

$$i = I/S = m \sqrt{2gH}/S. \quad (380)$$

При подборе параметров трамбующих плит следует принимать: $i = (0,8 \dots 0,9) i_{\text{пр}}$ для насыпных грунтов; $i = (1,5 \dots 2,0) i_{\text{пр}}$ для грунтов ненарушенной структуры; $i_{\text{пр}}$ — предельный импульс, при котором контактные давления равны пределу прочности грунта и вместо уплотнения наступает разрушение грунта. В зависимости от связности грунтов рекомендуются следующие предельные удельные импульсы (Н·с/см²):

малосвязные грунты	0,4...0,6
грунты средней связности	0,6...1,0
грунты высокой связности	1,0...1,75
весьма связные грунты	1,75...2,25

При уплотнении грунтов оптимальной влажности с коэффициентом уплотнения $k=0,95$ оптимальную толщину слоя уплотнения (см) определяют по формуле:

$$h_0 = \alpha B_{\min} (1 - e^{-3,7i/i_{\text{пр}}}), \quad (381)$$

где α — коэффициент; $\alpha=1,1$ и $\alpha=1,5$ для связных и несвязных грунтов; $B_{\min}$ — минимальный размер рабочего уплотняющего органа, см; $i, i_{\text{пр}}$ — соответственно удельный и предельный импульсы.

Для ориентировочной оценки эффективности уплотнения можно принимать:

$i, \text{Н} \cdot \text{с}/\text{см}^2$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	1,8
$h_0, \text{м}$	0,3	0,4	0,55	0,65	0,85	1,00	1,35

при условии, что $B_{\min} \geq (0,8 \dots 1,0) h_0$.

Необходимое число ударов n определяется приближенно:

$$n = k_1 \frac{h}{h_0} \frac{i_{\text{пр}}}{i}, \quad (382)$$

где k_1 — коэффициент, зависящий от степени уплотнения и вида грунта; при $k=0,95$; 0,98 и 1,00 $k_1=4$; 7 и 14 для связных грунтов и $k_1=2$; 4 и 10 для несвязных грунтов; h — толщина уплотняемого слоя.

Мощность (кВт), затрачиваемая на подъем плиты,

$$N = 10^{-3} mgH\eta^{-1} t_{\text{под}}^{-1}, \quad (383)$$

где m в кг; $g=9,81$ м/с²; H — высота подъема плиты, м; η — общий КПД привода механизма подъема; $t_{\text{под}}$ — время подъема плиты, с.

При канатном приводе трамбующих плит исходным для прочностных расчетов является усилие (Н) в начальный момент подъема плиты:

$$P = mg + k_d v \sqrt{mc}, \quad (384)$$

где k_d — динамический коэффициент; $k_d=2$; v — скорость подъема плиты, м/с; c — приведенная жесткость подвески плиты, Н/м; $1/c = 1/c_1 + 1/c_2 + 1/c_3$; c_1 — жесткость пружинного амортизатора; c_2 — жесткость каната; c_3 — приведенная жесткость трансмиссии.

При подхвате падающей плиты максимальная нагрузка (Н) на канат:

$$P_{\max} = mg \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2Hc}{mg}} \right), \quad (385)$$

5. Вибрационные машины

Вибрационные машины применяют для уплотнения неоднородных, с большим количеством различных включений малосвязных грунтов. Частицы грунта, находящиеся в зоне действия вибратора, приводятся в состояние колебательного движения. Так как массы частиц неодинаковые, то возникающие при этом силы инерции будут иметь разную величину. Когда разность между силами инерции отдельных частиц превысит силы трения между ними, то произойдет нарушение связей

и частицы начнут взаимно перемещаться, более плотно и компактно заполнять объем, тем самым увеличивая плотность грунта. Чем крупнее частицы, тем на большее расстояние они перемещаются; чем меньше масса частиц, тем более высокие частоты требуются для их движения.

Грунты, более однородные по составу, связные и с повышенным сцеплением между частицами плохо поддаются виброуплотнению.

Особое значение при виброуплотнении имеет влажность грунта, с увеличением которой связи между частицами уменьшаются, что повышает эффективность уплотнения. Возможный при этом избыток воды не препятствует уплотнению, так как лишняя вода выжимается на поверхность, где необходимо обеспечить ее отвод.

Вибрационные грунтоуплотняющие машины (рис. 136) бывают глубинные и поверхностные. Глубинные подразделяют на гидровибраторы, пульсационные и вибрационные установки. Поверхностные конструктивно выполняют в виде вибрационных (в том числе вибротрамбующих) плит и вибрационных катков.

Глубинные гидровибраторы применяют для уплотнения песчаных и других рыхлых насыпных и естественного залегания грунтов на глубину 2...10 м. Грунт уплотняется под одновременным воздействием вибрации и потока воды, подаваемого под давлением через нижнее сопло.

Вибратор подвешивают к стреле крана или экскаватора и в вертикальном положении при включенном электродвигателе осуществляют его погружение на расчетную глубину под действием собственного веса со скоростью 1...2 м/мин. После извлечения погружение начинают вновь в новых точках. При погружении образуется воронка, свидетельствующая об эффективности процесса уплотнения, которую засыпают грунтом. При извлечении вибратора воду подают в верхние сопла.

Пульсационная установка служит для уплотнения песчаного грунта, намываемого под воду, создает непосредственное динамическое воздействие на грунт пульсирующей по объему воздушной упругой камерой, образующейся при работе установки в толще грунта у конца воздухопровода.

Пульсационную установку выполняют навесной. Она состоит из поршневого пульсатора и воздухопровода, погружаемого в толщу водонасыщенного грунта. Поршневой пульсатор с приводом от отдельного двигателя нагнетает по воздухопроводу сжатый воздух под переменным давлением, который при выходе в грунт разжижает его, придавая свойства жидкотекучести.

Вместимость камеры пульсатора 20 л, давление в пневмосистеме 0,25...0,30 МПа, частота пульсации не менее 10...15 Гц.

Воздухопроводы погружают на глубину 1,5...4,5 м со скоростью 0,1...0,2 м/с. При уплотнении грунта образуется воронка, заполняемая водой, отжатой из грунта.

Вибрационная установка состоит из виброуплотнителя (труба с сильно развитыми ребрами для вовлечения в колебательный процесс большей массы грунта) и вибропогружателя направленного действия с электроприводом. Установка перемещается по направляющей стреле экскаватора. Служит для уплотнения больших масс водонасыщенных средне- и мелкозернистых песков на глубину до 6...8 м. При одном погружении виброуплотнению подвергается 70...80 м³ грунта, время погружения 8...10 мин; шаг между точками погружения 3...5 м. Применение мощных вибропогружателей (40...80 кВт) с частотой колебаний 20...25 с⁻¹ позволяет генерировать регулируемую с помощью изменения статического момента дебалансов вынуждающую силу в диапазоне 200...450 кН.

Вибрационные плиты применяют для поверхностного послойного уплотнения малосвязных грунтов, щебня и гравия при ограниченных в плане размерах уплотняемого объекта. По массе они делятся на легкие (до 500 кг), средние (500...1 500 кг) и тяжелые (более 1 500 кг).

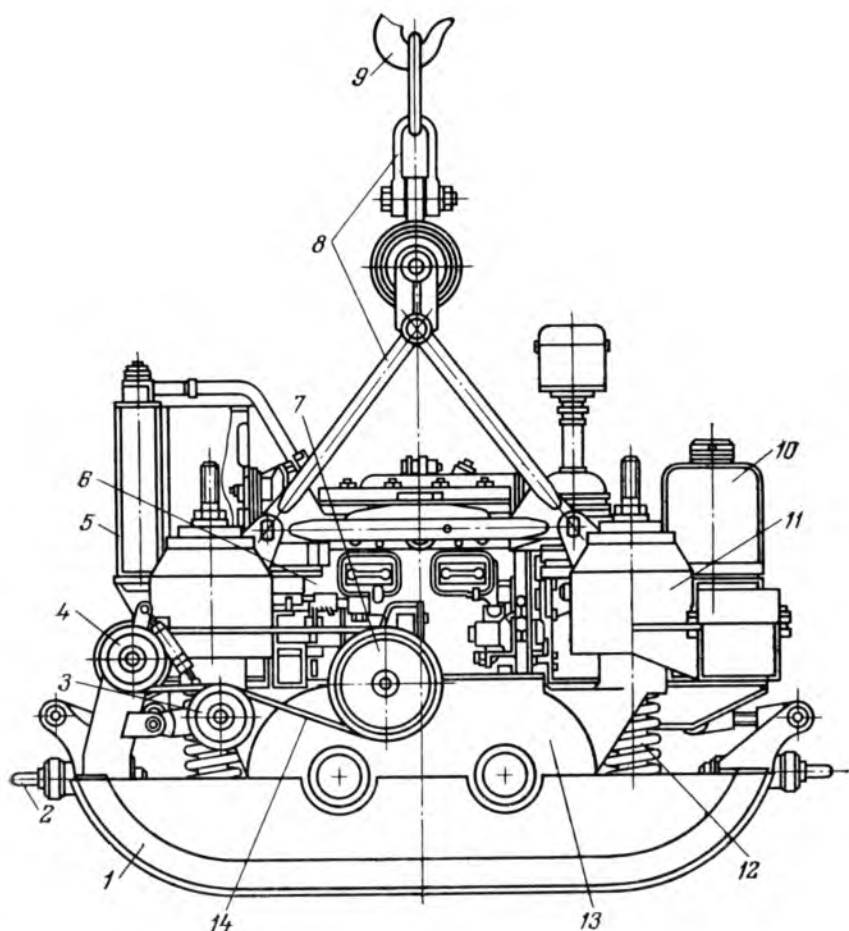


Рис. 141. Подвесная виброплита:

1 — рабочее основание; 2 — прицепные серьги; 3 — регулировочный шкив; 4, 7 — шкивы клиноременной передачи; 5 — радиатор; 6 — дизель; 8 — подвеска; 9 — крюк; 10 — топливный бак; 11 — амортизирующие устройства; 12 — пружины; 13 — дебалансный вибратор; 14 — клиновой ремень.

Плиты изготавливают одномассными (колеблется вся плита) и двухмассными (верхняя поддрессоренная часть не колеблется, но оказывает статический пригруз на грунт). Двухмассные виброплиты, у которых поддрессоривается до 40...50 % всей массы, работают более устойчиво и имеют меньший расход энергии. На виброплитах применяют вибровозбудители направленного и ненаправленного действия.

Виброплиты изготавливают самопередвигающимися, прицепными и навесными, переставляемыми с одной позиции на другую с помощью крана.

На рисунке 141 представлена крановая двухмассная виброплита с дизелем.

Рабочее основание 1 выполнено коробчатого сечения, на котором смонтирован дебалансный, направленного действия вибратор 13. Дизель 6 с системой охлаждения (радиатор 5) и топливным баком 10 установлены на раме, которая с помощью четырех пружин 12, амортизирующих устройств 11 и винтовых тяг присоединяется к рабочему основанию 1. С помощью подвески 8 плита соединяется с крюком 9 кранового оборудования и переставляется на новые позиции. Горизонтальную плиту можно перетаскивать с помощью прицепных серег 2. Вибровозбудитель приводится клиноременной передачей (шкивы 4 и 7) с регулировочным шкивом 3 от дизеля.

В любых по массе самопередвигающихся вибрационных плитах (рис. 142) применяют дебалансные вибровозбудители направленного действия, а в легких плитах — и ненаправленного действия с обратным вращением дебаланса. Самопередвижение виброплит возникает от действия горизонтальной составляющей суммарной вынуждающей силы, генерируемой вибровозбудителем.

Горизонтальная составляющая может возникать при повороте одного дебаланса относительно другого (рис. 142, а) или при наклоне вибровозбудителя (рис. 142, б).

Самопередвигающаяся плита с реверсивным механизмом (рис. 142, а) имеет электродвигатель 2, установленный на подрессоренной плите, соединяемой пружинами с опорной плитой 3, на которой неподвижно укреплен корпус вибровозбудителя 5. Ведущий вал 6 вибровозбудителя приводится клиноременной передачей 1; при переключении рукоятки 9 этот вал становится ведомым, а шестерня 10 — ведущей.

Механизм реверсирования смонтирован на валу электродвигателя 2 и состоит из двух шкивов 7, поочередно с помощью каретки 8 и рукоятки 9 соединяемых с валом двигателя. Вибровозбудитель имеет дебалансы 4, один из которых установлен неподвижно на валу 6, а другой на ведомом валу может поворачиваться на 180° .

При установке дебалансов под углом 90° один к другому (рис. 142, а) вибровозбудитель генерирует вынуждающую силу под углом 45° к горизонту. В положении, показанном на рисунке 142, а, вал 6 является ведущим и плита перемещается влево; когда ведущей становится шестерня 10, то плита передвигается вправо.

Самопередвигающаяся плита с наклоняющимся вибровозбудителем (рис. 142, б) при наклоне с помощью регулировочной тяги 13 корпуса вибровозбудителя 12 создает горизонтальную составляющую вынуждающей силы. Плита всегда передвигается в сторону наклона вибровозбудителя (на рис. 142, б, влево).

Для привода дебалансных валов применена двойная цепная передача 11, компенсирующая смещения приводного вала вибровозбудителя относительно оси двигателя 2.

Для разгрузки подшипниковых узлов от действия больших вынуждающих сил применяют вибровозбудители бегункового типа (рис. 22, в, г).

Решением СЭВ серийное производство виброплит и виброкатков и их поставка странам социалистического содружества поручены ГДР, где изготавливают три типа самопередвигающихся виброплит: SVP — для уплотнения грунта, песка, щебня, сыпучих, каменных материалов и бетонной смеси; BSD — для балластных слоев и щебня в дорожном и железнодорожном строительстве; GSD — для уплотнения засыпки траншей, канав, фундаментов.

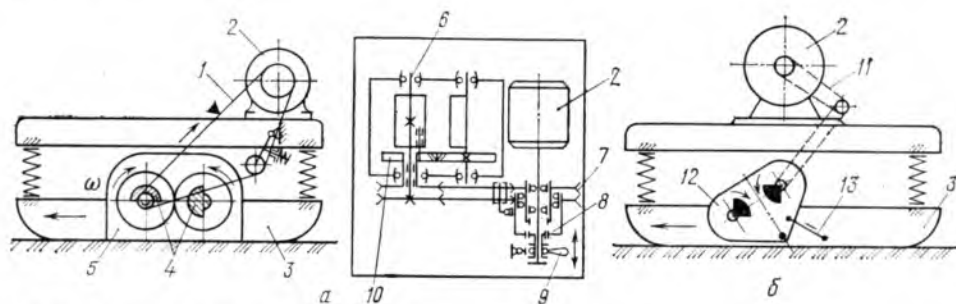


Рис. 142. Самопередвигающаяся плита:

а — с реверсивным механизмом; б — с наклоняющимся вибровозбудителем; 1 — клиноременная передача; 2 — электродвигатель; 3 — плита; 4 — дебалансы; 5 — корпус вибратора; 6 — ведущий вал; 7 — шкивы механизма реверса; 8 — каретка; 9 — рукоятка управления; 10 — шестерня; 11 — двойная цепная передача привода; 12 — наклоняющийся вибровозбудитель; 13 — регулировочная тяга.

Вибрационные катки относятся к грунтоуплотняющим машинам комбинированного действия. Они уплотняют грунт путем статического и динамического (вибрационного) воздействия. По конструкции вибрационные катки выполняют гладкими, кулачковыми, решетчатыми и пневмоколесными с приводом вибровозбудителя (дебалансного вала) от отдельного двигателя или основного двигателя тягача. По сравнению с катками статического действия они обладают меньшей металлоемкостью и благодаря возможности регулирования частоты и вынуждающей силы лучше приспособляются к различным грунтовым условиям. Эффективность вибрационных катков по глубине и степени уплотнения в несколько раз превышает показатели катков статического действия.

Наибольшее распространение получили прицепные виброкатки со встроенным внутри вальца дебалансом либо с установленным на раме катка вибровозбудителем направленного действия.

Прицепные вибрационные катки выпускают (ГДР) с взаимозаменяемыми гладкими (модель SVAW), кулачковыми (модель SVSAW) и решетчатыми (модель SVGAW) вальцами трех модификаций, отличающихся массой (4; 8 и 12 т) и мощностью двигателя (20; 37 и 76 кВт). Они предназначены для послойного уплотнения грунтов на глубину до 0,6...1,2 м с рабочей скоростью движения 1,0...2,5 (5) км/ч, поэтому тракторы, агрегируемые с катками, должны быть оборудованы ходоуменьшителем.

Основной параметр поверхностных вибрационных машин для уплотнения грунта — вынуждающая сила P , назначаемая по массе машины M .

Для достижения максимальной стандартной плотности ($k=1,00$) на всю глубину уплотнения плиты должны создавать статическое давление $p=Mg/S$ не менее: 3 000...4 000 Н/м² для переувлажненных песков, 6 000...10 000 для песков оптимальной влажности, 15 000...20 000 супесчаных грунтов оптимальной влажности и 25 000...30 000 Н/м² для тяжелых супесей оптимальной влажности.

При выдерживании указанных значений статического давления плита будет сохранять гармонические колебания с максимальной амплитудой при следующих частотах колебаний:

частота колебаний, с ⁻¹	12,5...25	25...50	50...83
отношение $\frac{P}{Mg} = \frac{mr\omega^2}{Mg}$	0,7...1,0	1,0...1,4	1,4...2,3

где mr — статический момент дебаланса; ω — угловая скорость дебалансного вала.

Для вибрационных катков

$$\frac{P}{Mg} = 1,5 + 0,7(k_1 - 1)^{1,6},$$

где k_1 — отношение частот вынужденных колебаний к собственным колебаниям вальца на грунтовой поверхности.

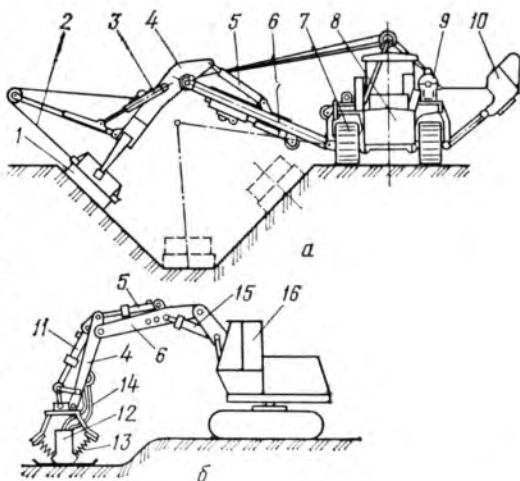
При увеличении отношения $P/(Mg)$ наблюдается частичный отрыв рабочих органов от поверхности уплотняемого грунта и эффективность уплотнения вибрационной нагрузкой падает; при отношении $P/(Mg) \geq 2,5...3,0$ вибрационные плиты переходят на виброударный режим уплотнения, и такие машины называются вибротрамбующими. Оптимальным отношением для устойчивого режима вибротрамбования является:

удельное статическое давление, МПа	0,025...0,035	0,015...0,025	0,005...0,015
оптимальное отношение $P/(Mg)$	2,5...3,0	3,0...6,0	6,0...12,0

Минимальный размер виброплиты в плане должен быть не менее оптимальной толщины слоя уплотнения, то есть $B_{\min} \geq h_0$. Длина плиты

Рис. 143. Вибротрамбующие плиты на базе:

а — гусеничного трактора; б — гидравлического экскаватора; 1 — одномассная виброплита с вибратором направленного действия с электроприводом; 2 — удерживающий трос; 3 — гидроцилиндр; 4 — рукоять; 5 — гидроцилиндр рукояти; 6 — стрела; 7 — базовый трактор; 8 — генератор; 9 — лебедка управления стрелой; 10 — противовес; 11 — гидроцилиндр установки рабочего органа; 12 — одномассная виброплита с вибровозбудителем с гидроприводом; 13 — упругая пружинная подвеска; 14 — рукава высокого давления; 15 — гидроцилиндр стрелы; 16 — базовый гидравлический экскаватор.



(м) назначается исходя из продолжительности вибрирования и скорости движения плиты:

$$L = vt/n,$$

где v — скорость движения, м/с; t — расчетная продолжительность вибрирования, с; $t = c/f$; c — число повторных приложений нагрузки для достижения требуемой плотности; $c = 1,5 \cdot 10^3$ для песков оптимальной влажности; $c = 4,0 \cdot 10^3$ для супесчаных грунтов; f — частота колебания, с⁻¹; n — необходимое число проходов.

Площадь (м²) виброплиты:

$$S = LB_{\min}.$$

Вибротрамбующие плиты (рис. 143) чаще всего агрегируют с гусеничными тракторами или гидравлическими экскаваторами.

Для уплотнения дна и откосов каналов глубиной до 3,0 м применяют машину Д-679 (рис. 143, а), рабочим органом которой является виброплита 1, прикрепляемая к рукояти 4 с помощью тросов в направлении движения и троса 2, удерживающего плиту на откосе и управляемого гидроцилиндром 3. Рукоять 4 относительно стрелы 6 может поворачиваться гидроцилиндром 5. На базовом тракторе 7 установлены генератор 8, лебедка управления рабочим оборудованием 9 и противовес 10.

Виброплита массой 4...5 т с двумя встроенными электродвигателями мощностью до 25 кВт каждый генерирует вынуждающую силу до 250 кН с частотой до 8,3 с⁻¹. Перемещаясь по откосам и дну канала с рабочей скоростью до 350 м/ч, виброплита, работающая в виброударном режиме, уплотняет грунт на глубину до 0,8 м. Производительность до 300 м³/ч.

Аналогично работает виброплита 12, агрегируемая с гидравлическим экскаватором 16 (рис. 143, б). Внутри плиты монтируют вибровозбудитель кругового или направленного действия с приводом от гидродвигателя через клиноременную передачу. Масло подается от основной гидросистемы экскаватора по рукавам высокого давления 14. С рукоятью 4 экскаватора виброплита соединена упругой пружинной подвеской 13.

Глава XIX. МАШИНЫ ДЛЯ СВАЙНЫХ РАБОТ

1. Сваепогружающее оборудование

Сваепогружающее оборудование предназначено для погружения в грунт свай, шпунта, труб и других несущих элементов при возведении, искусственных оснований и шпунтовых ограждений.

По методу погружения различают оборудование: ударное, вибрационное, вращательное, смешанное.

По виду энергии и конструкции сваепогружающее оборудование подразделяется на механические, паровоздушные, дизельные, гидравлические и вибрационные молоты и вибропогружатели.

Широкая номенклатура сваепогружающего оборудования объясняется разнообразием конструкций и параметров свай, а также грунтовых условий.

Сваи могут быть заводского изготовления — железобетонные, металлические, деревянные или создаваемые непосредственно в грунте, которые носят название набивных. Длина отдельных свай может достигать 30...50 м, а масса — 20...30 т. Для погружения сваи необходимо преодолеть сопротивление грунта внедрению сваи и трение сваи о грунт.

Эффективность сваепогружающего оборудования зависит от ряда основных параметров машин: массы ударной части, энергии удара, частоты ударов и т. д.

Механические молоты представляют наиболее простой по конструкции вид сваепогружающего оборудования. Это чугунная отливка или железобетонный монолит, перемещающийся по направляющим копра. Масса отливки 500...1 500 кг, в отдельных случаях может достигать 3 т. Ударная часть поднимается канатом, запасованным через верхний блок направляющей стрелы копра на барабан фрикционной лебедки.

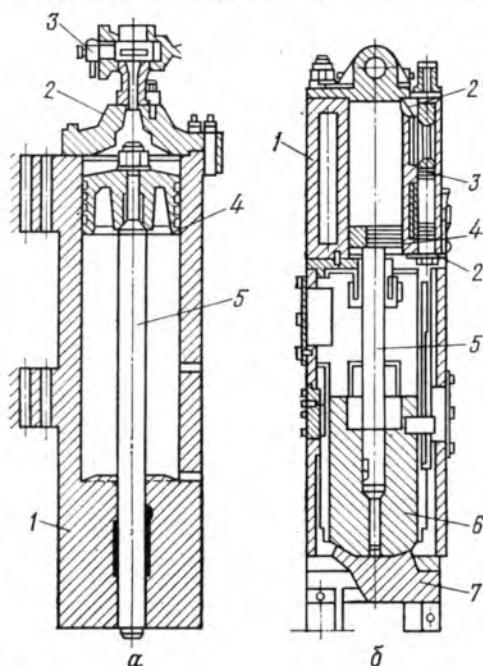
Молот поднимают на высоту 3...4 м, затем расцепляющее устройство отъединяет подъемный канат от подвижной части, и молот падает вниз, нанося удар по головке сваи. Расцепляющим устройством управляют вручную, посредством дополнительного каната и рычага. С помощью лебедки подъемный канат опускают вниз, происходит сцепление его с молотом, и процесс повторяется.

К достоинствам механических молотов следует отнести возможность широкого изменения высоты подъема и массы молота путем установки дополнительных секций.

Основной недостаток этого типа молота — низкая производительность, что связано с малой частотой ударов, порядка 4...12 в 1 мин. Тем не менее такие молоты применяют при малых объемах работ.

Паровоздушные молоты изготовляют простого (одиночного) и двойного действия.

Паровоздушный молот состоит из двух основных частей: корпуса и поршня. В молотах простого действия (рис. 144, а) поршень 4 неподвижен и через шток 5 опирается на сваю. Корпус — стальная отливка, является ударной частью молота. Сжатый воздух или пар поступает через воздухораспределительное устройство 3 и головку 2 в надпоршневое пространство. Корпус 1 поднимается. Затем отработанный пар (воздух) выпускается в атмосферу. Давление в надпоршневом пространстве падает, и корпус под действием собственной массы движется вниз, нанося удар по свае. Масса ударной части молотов простого действия может достигать 5...8 т, составляя при этом 65...90 % всей



движен и через шток 5 опирается на сваю. Корпус — стальная отливка, является ударной частью молота. Сжатый воздух или пар поступает через воздухораспределительное устройство 3 и головку 2 в надпоршневое пространство. Корпус 1 поднимается. Затем отработанный пар (воздух) выпускается в атмосферу. Давление в надпоршневом пространстве падает, и корпус под действием собственной массы движется вниз, нанося удар по свае. Масса ударной части молотов простого действия может достигать 5...8 т, составляя при этом 65...90 % всей

Рис. 144. Паровоздушные молоты:

а — простого действия: 1 — корпус; 2 — головка; 3 — воздухораспределительное устройство; 4 — поршень; 5 — шток; б — двойного действия: 1 — цилиндр; 2 — выпускные отверстия; 3 — воздухораспределительное устройство; 4 — поршень; 5 — шток; 6 — боек; 7 — наковальня.

массы оборудования. Частота ударов 30...40 в 1 мин. Высота падения ударных частей 0,75...1,5 м. Необходимое давление пара или сжатого воздуха для работы молота должно быть не менее 0,6 МПа. Расход воздуха при массе ударной части 2,5...3 т составляет 10...11 м³/мин, а при массе 6,5...8,0 т достигает 18...20 м³/мин. Такой большой расход сжатого воздуха могут обеспечить только спаренные передвижные компрессорные установки.

Потребность в сжатом воздухе или паре значительно удорожает и усложняет эксплуатацию паровоздушных молотов.

На рисунке 144,б показан более совершенный и более производительный паровоздушный молот двойного действия с автоматическим воздухораспределением. Молот состоит из корпуса — цилиндра 1, в нижней части которого имеется наковальня 7, опирающаяся на сваю. Внутри цилиндра находится поршень 4. Поршень жестко связан с бойком 6 при помощи штока 5. Воздухораспределительное устройство 3 золотникового типа автоматически направляет сжатый воздух попеременно в поршневую и штоковую полости цилиндра, благодаря чему боек принудительно с большой скоростью движется в обе стороны, нанося удары по свае. Частота удара в таких молотах может достигать 100...300 в 1 мин. Паровоздушные молоты двойного действия имеют значительно меньшие габариты, чем простые молоты. Они могут работать при любом наклоне свай. Кроме того, их можно использовать как сваевыдергиватели. Благодаря герметической конструкции их можно применять для работы под водой (до 20 м) при условии использования в качестве энергоносителя сжатого воздуха и вывода отработанного воздуха выше уровня воды через шланги.

У паровоздушных молотов двойного действия менее выгодное соотношение массы молота и массы ударной части. Но благодаря тому, что на боек при его падении давит дополнительно пар или воздух, энергия удара у этого типа молота повышается.

Разновидностью паровоздушных молотов двойного действия являются молоты с двухсторонним штоком и дифференциального действия.

Дизельные молоты получили в последние годы наибольшее распространение. Основные достоинства дизельных молотов: энергетическая автономность, высокая производительность и удобство эксплуатации. Однако в определенных грунтовых условиях из-за недостаточной отдачи ударной части может быть затруднен их запуск. Определенные трудности возникают и при эксплуатации дизельных молотов при отрицательной температуре, а при повышенных температурах требуется принудительное охлаждение.

Дизельные молоты работают по принципу двухтактного дизеля. Однако в конструкции молота отсутствует кривошипно-шатунный механизм, а давление газов, образующихся при сгорании топлива, непосредственно воздействует на ударную часть молота.

По конструктивным признакам дизельные молоты можно подразделить на штанговые, трубчатые и штоковые. Однако практическое применение получили только первые две группы молотов. Их основное различие в ударной части. В штанговых молотах поршень неподвижен, а ударной частью является цилиндр. В трубчатых молотах наоборот: ударная часть — это массивный поршень, который движется внутри неподвижного цилиндра, опирающегося на сваю.

Штанговые дизельные молоты имеют преимущества в металлоемкости, что определяется соотношением «мертвой» массы, то есть массы неподвижных частей молота к массе ударной части. Для штанговых молотов это соотношение равно 0,6...0,7, а для трубчатых оно достигает 1,2...1,35. В то же время по энергетическим показателям и погружающей способности преимущество имеют трубчатые молоты. В последние годы создан ряд моделей трубчатых молотов повышенной надежности, кото-

рые способны устойчиво работать при низких температурах. Это позволило шире применять их в современном строительстве.

На рисунке 145 показаны конструкции штанговых молотов.

Отличительная конструктивная особенность этих молотов — наличие подвижных или неподвижных штанг. В легких типах молотов с массой ударной части до 250 кг штанги выполняют подвижными (рис. 145, а). Направляющими в этом случае служат две втулки, внутри которых заключены механические буфера в виде пружин. Буфера аккумулируют часть энергии, которая затем дополнительно, помимо сил тяжести, воздействует на разгон ударной части. Штанги 2 соединены общей траверсой 1. Ударная часть молота — цилиндр 3 захватывается и поднимается специальным механизмом. В начальный момент такой подъем необходим для запуска молота. Затем захват выключается, и цилиндр, падая, сжимает воздух, заключенный в надпоршневом пространстве. В определенном положении цилиндра по отношению к поршню впрыскивается под давлением 10...12 МПа и распыляется форсункой топливо, которое воспламеняется под действием высокой температуры сжатого воздуха. Под действием образовавшихся газов цилиндр подбрасывается вверх и молот начинает работать. Устанавливается молот на сваю при помощи наголовника 5. Со стороны молота на наголовник опирается поршневой блок 4.

Молоты легкого типа с подвижными штангами предназначены для погружения деревянных свай диаметром до 22 см.

На рисунке 145, б показана конструкция более мощных молотов с массой ударной части 1800...2500 кг. В этих конструкциях штанги 4

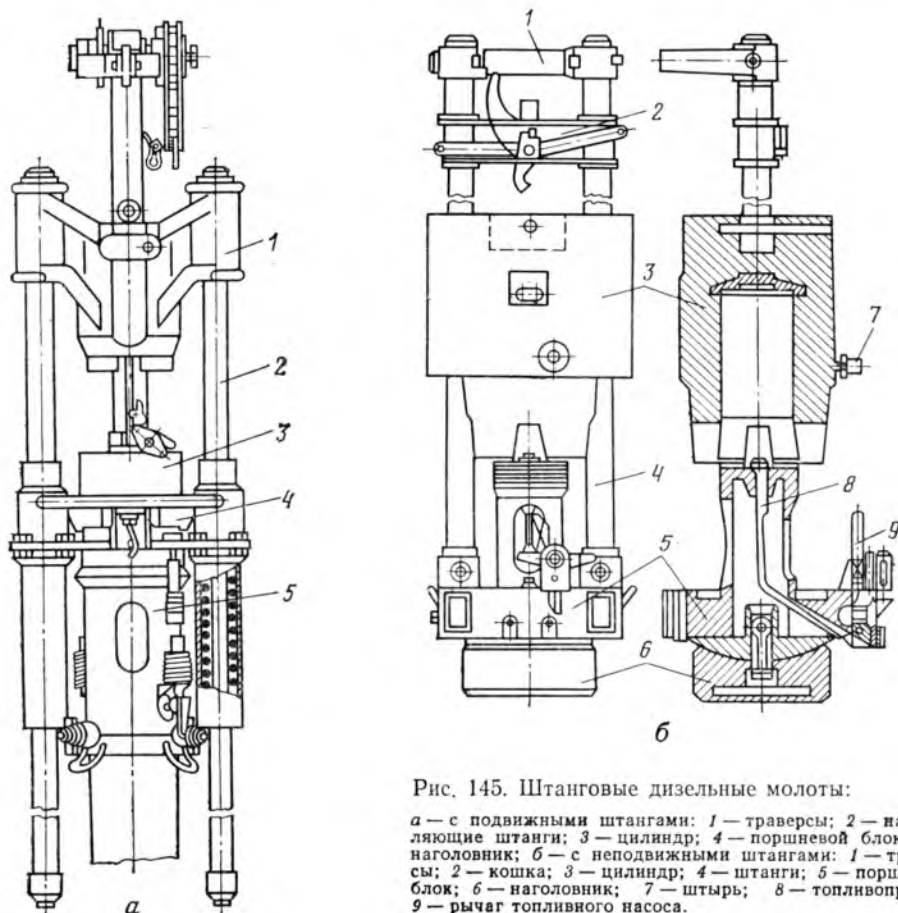


Рис. 145. Штанговые дизельные молоты:

а — с подвижными штангами: 1 — траверсы; 2 — направляющие штанги; 3 — цилиндр; 4 — поршневой блок; 5 — наголовник; б — с неподвижными штангами: 1 — траверсы; 2 — кошка; 3 — цилиндр; 4 — штанги; 5 — поршневой блок; 6 — наголовник; 7 — штырь; 8 — топливопровод; 9 — рычаг топливного насоса.

неподвижны. Внизу они жестко соединены со стальной отливкой основания поршневого блока 5, а вверху связаны траверсой 1. Поршень полый. На наружной его части имеются канавки для установки компрессионных колец, а внутри проходит топливопровод 8, подающий топливо к форсунке.

Впрыск топлива происходит в момент нажатия штыря 7, укрепленного на корпусе цилиндра, на рычаг 9 топливного насоса.

Ударная часть молота — цилиндр 3 выполнена в виде отливки из чугуна. В отливке имеются два отверстия для прохода направляющих штанг. На траверсе имеется захватывающий механизм, называемый кошкой. Крюк кошки 2 с пальцем ударной части зацепляется автоматически. Разъединяются они поворотом рычага.

Кошка при запуске дизеля поднимается лебедкой копра посредством канатной тяги.

Молот снабжен также резервуаром для топлива и специальными кронштейнами для удержания его на стреле копра.

На рисунке 146 приведены конструкции трубчатых молотов. У этой группы молотов ударной частью является массивный поршень 2. Цилиндр 3 опирается на сваю через шабот 4. В верхней части к цилиндру прикреплена направляющая труба 1. Топливо впрыскивается под давлением 0,3...0,4 МПа, распыление ударное.

Поршень снабжен компрессионными кольцами. Нижний торец его сферический. При соприкосновении с поверхностью шабота 4 он образует каплевидную камеру сгорания. В верхней части поршня имеется резервуар для масла. При ударе масло разбрызгивается, стекает вниз и смазывает стенки цилиндра. Для продувки цилиндра, выхода отработавших газов и поступления свежего воздуха в стенках цилиндра имеются отверстия. Перекрывает отверстия движущийся поршень.

Различают трубчатые молоты с воздушным и водяным охлаждением.

Гидромолоты являются весьма перспективными типами молотов. Пока в нашей стране серийно выпускают только легкие модели гидромолотов с ударной частью массой 200...600 кг (СП-70, СП-62). Однако уже созданы и испытаны опытные образцы гидромолотов (СП-63) с ударной частью массой 7500 кг, а расчетная энергия удара превышает 120 кДж. Такие молоты по своей нагрузочной способности превосходят как дизельные, так и паровоздушные.

Гидромолоты с ударной частью массой 200 кг можно устанавливать на копровую мачту, навешенную на стрелу одноковшового экскаватора ЭО-3322, ЭО-4321, Э-5015. В этом случае гидромолот питается от гидросистемы экскаватора.

Указанные гидромолоты можно применять для погружения железобетонных свай сечением 20×20 см и длиной до 4 м.

Гидромолот с ударной частью массой 600 кг агрегируется с экскаваторами ЭО-4121 и ЭО-5122 и может использоваться для забивки железобетонных свай длиной 8...10 м и металлического шпунта массой до 3 т.

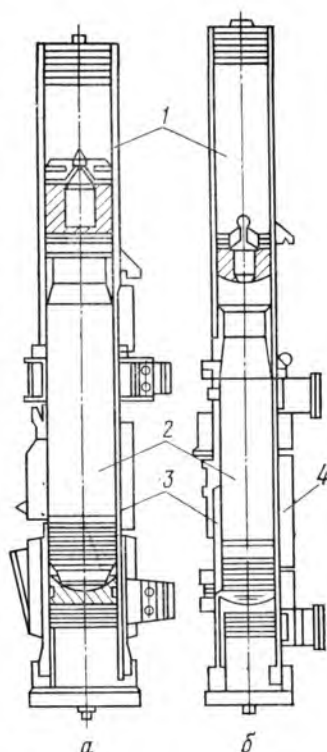


Рис. 146. Трубчатые дизельные молоты:

а — с воздушным охлаждением;
б — с водяным охлаждением;
1 — направляющая труба; 2 — поршень; 3 — рабочий цилиндр;
4 — секция охлаждения.

Вибромолоты преимущественно применяют для погружения металлического шпунта, труб, двутавровых балок и реже свай в рыхлые и водонасыщенные, средней плотности пески, связные, текучей и текуче-пластичной консистенции грунты.

Конструктивно их чаще всего выполняют по двух-, одноmotorной бестрансмиссионной схеме.

Электродвигатели вместе с дебалансами на валах и опорной плитой с ударником представляют ударную массу, которая относительно наковальни крепится на пружинах. От наковальни через наголовник чередующиеся удары и вибрация передаются погружаемому элементу.

Вибропогружатели представляют механизмы, способные передать на сваю колебания определенных частоты, амплитуды и направления. При этом интенсивности погружения способствует резкое снижение коэффициента трения сваи о грунт, что особенно проявляется при большой частоте колебаний. Вибропогружатели можно применять также для извлечения свай из грунта, поднимая её лебедкой при включенном вибраторе.

Вибропогружатели используют в широком диапазоне грунтовых условий, но особенно они эффективны в водонасыщенных грунтах пластичной консистенции. Их применяют также в виброудавливающих установках.

Основные части вибропогружателя — электродвигатель, вибровозбудитель и наголовник. Наголовник обеспечивает передачу колебаний свае, с которой он жестко скреплен.

Вибропогружатели подразделяют на низкочастотные (300...500 колебаний в 1 мин) и высокочастотные (700...1 500 колебаний в 1 мин).

2. Копры и копровое оборудование

Для возможности использования различных типов сваепогружателей применяют специальные установки, которые называются копрами или копровым оборудованием. Благодаря таким установкам полностью выполняются технологический процесс и операции, связанные с подтаскиванием, установкой, наведением и погружением свай.

Различают навесные, рельсовые, мостовые, плавучие и специальные копры, имеющие соответственно следующие индексы: КН, КР, КМ, КП и КС. Навесные копры, служащие сменным рабочим оборудованием

к тракторам, экскаваторам, трубоукладчикам, кранам и другим машинам, выполняющим ограниченные операции технологического процесса, имеют индекс КО — копровое оборудование. Специальные копры применяют при забивке свай большой длины или особой конструкции. Чаще всего копры этого типа используются в портовом строительстве, при возведении мостов и на строительных работах в условиях вечной мерзлоты.

Копры всех перечисленных типов выпускают для пяти раз-
мерных групп свай: до 8 м (свай



Рис. 147. Копер на гусеничном тракторе:

1 — молот; 2 — стрела; 3 — механизм подъема молота; 4 — гидроцилиндр наклона стрелы; 5 — механизм подтягивания и подъема свай; 6 — вы-
движная стрела.

длиной 3...8 м), до 12 м (сваи 9...12 м), до 16 м (сваи 13...16 м), до 20 м (сваи 17...20 м), до 25 м (сваи 21...25 м).

Обозначение размерной группы входит в индекс копра. Например, копер мостового типа, предназначенный для погружения свай длиной до 20 м, будет иметь полный индекс КМ-20.

Параметры копров регламентированы ГОСТ 7889—73 (кроме копров КМ и КП).

Копры изготавливают в разном исполнении: универсальное обеспечивает полный поворот платформы с установленным на нее оборудованием и изменение вылета и угла наклона копровой стрелы; полууниверсальное позволяет или поворачивать стрелу, или изменять ее наклон; простое не имеет механизмов для поворота и наклона стрелы.

Все копры снабжаются ходовым устройством и механизмом для установочного наклона копровой стрелы.

Навесные копры — самая распространенная группа копров. Эти копры изготавливают в универсальном или полууниверсальном исполнении. Более легкие модели копров базируются на тракторах, реже на автомобилях, а тяжелые модели — на экскаваторах.

Копры на тракторах выпускают двух размерных групп: до 8 м и до 12 м. Такой размер свай наиболее распространен в гражданском строительстве при возведении фундаментов для зданий, в том числе повышенной этажности (12...16 этажей). Копры на гусеничных тракторах обладают высокой мобильностью, простотой конструкции и невысокой стоимостью. Дизель трактора обеспечивает автономность и независимость от источников энергии.

Конструкция навесного копра на гусеничном тракторе класса 10 представлена на рисунке 147.

Копровая стрела 2 установлена сзади трактора на специальной площадке. В голове стрелы имеются два направляющих блока для подъемного каната, к которому подвешивается молот 1. Молот поднимают и опускают гидроцилиндром через скоростной полиспаст 3 (полиспаст для выигрыша в скорости). Другой гидроцилиндр вместе со скоростным полиспастом и выдвижной стрелой 6 образуют механизм 5 подтягивания и подъема свай. Еще один гидроцилиндр 4 служит для наклона стрелы, что необходимо для выравнивания вертикальной оси копра при неправильном положении самого трактора. Для работы гидроцилиндров на тракторе имеется дополнительная насосная установка, бак и гидрораспределитель.

Конструкция навесного копра на экскаваторе показана на рисунке 148. Копровая стрела 5 подвешивается в двух точках. Наверху опорой служит головка стрелы 2 экскаватора, внизу стрела связана с гидроцилиндрами 8 и 9. Эти гидроцилиндры играют важную роль при выполнении операции наведения и установки копровой стрелы в строго вертикальное положение независимо от неровностей и наклона площадки, на которой находится базовая



Рис. 148. Копер на базе экскаватора:

1 — базовая машина; 2 — стрела; 3 — молот; 4 — наголовник; 5 — копровая стрела; 6 — тяговый канат; 7 — домкрат; 8, 9 — гидроцилиндры.

машина — экскаватор 1. Для этой цели верхняя опора копровой стрелы выполнена в виде шарового шарнира, позволяющего наклоняться стреле вперед — назад и влево — вправо. Осуществляют эти движения стрелы гидроцилиндры 8 и 9. Для опоры копровой стрелы на грунт имеется гидравлический домкрат 7. Стрела 2 по конструкции аналогична стреле драглайна и отличается от обычных экскаваторных стрел наличием шаровой опоры в верхней части. Стрела 2 поднимается и опускается канатом, запасованным на барабан стрелоподъемной лебедки экскаватора. Молот 3 подвешивается на подъемном канате, а тяговый канат 6 используется для подтаскивания свай.

Рельсовые копры выпускают для проведения свайных работ большого масштаба, сосредоточенных на ограниченной площади, например на крупных промышленных или гидротехнических стройках. Рельсовые копры изготавливают только в универсальном или полууниверсальном исполнении.

В нашей стране разработан ряд универсальных рельсовых копров на поворотных тележках для погружения свай длиной от 12 до 25 м. Копры предназначены для навески трубчатых дизельных молотов с падающей частью массой соответственно от 2,5 до 7,5 т или паровоздушных молотов с падающей частью массой от 4,5 до 12 т. Копры на поворотных тележках имеют механизмы передвижения и поворота копрового оборудования, а также механизмы изменения вылета стрелы и ее продольного и поперечного наклона. С их помощью обеспечивается не только вертикальное положение стрелы, но и заданный угол наклона погружаемой свай.

Мостовые копры целесообразно применять при больших сосредоточенных объемах работ. Мост копра монтируют на рельсах на бровках котлована. Мост находится непосредственно над свайным полем, а копровая стрела — на тележке, имея возможность поперечного передвижения, легко устанавливается в любой точке поля. Все механизмы мостового копра электрифицированы и могут работать в обычном или автоматических режимах.

Плавучие копры применяют при забивке свай с воды на некотором удалении от берега, их устанавливают на понтоны или суда. В качестве сваепогружателей на плавучих копрах чаще всего применяют дизельные или паровоздушные молоты. Для наводки используются якорные лебедки, расположенные по углам понтона. Транспортируется плавучий копер буксиром.

3. Основные параметры молотов и вибропогружателей

Молоты для забивки свай выбирают по методике СНиП III-9—74 «Основания и фундаменты».

Условия применимости молотов и свай оцениваются по отношению массы ударной части молота к массе погружаемого элемента (свая, шпунт):

дизельный трубчатый молот	0,6...0,9
дизельный штанговый молот	1,25...1,50
паровоздушный молот простого действия	0,90...1,25
механический молот	0,80...1,20
вибрационный молот	1,30...1,50

Правильность выбора молотов контролируют по коэффициенту применимости, определяемому по формуле:

$$\kappa = (m_c + m_m)/E,$$

где m_c , m_m — масса свай и молота, кг; E — энергия удара, Дж.

Энергия удара (Дж) молота со свободным падением ударной части:

$$E = mgH\eta.$$

Энергия удара (Дж) молотов двойного действия:

$$E = (mgH + pSH) \eta,$$

где m — масса ударной части, кг; g — ускорение свободного падения, м/с²; $g = 9,81$ м/с²; H — высота падения ударной части, м; p — рабочее давление, Н/м²; S — рабочая площадь поршня, м²; η — КПД молота; $\eta = 0,80 \dots 0,85$ для паровоздушного молота; $\eta = 0,4 \dots 0,9$ для дизельного молота.

Энергия удара вибромолота определяется по формуле (76).

Скорость соударения свободно падающих ударных частей $v = \sqrt{2E/m} \leq 6$ м/с. Для вибромолотов ее вычисляют по формуле (75), при этом она должна быть не более 2,0...2,5 м/с.

Для вибропогружателей основным уравнением для определения режима работы является:

$$P = m_1 r \omega^2 = 1,1 k_1 T_{кр} = 1,1 k_1 \tau_{кр} P_c L_c,$$

где P — вынуждающая сила, Н; $m_1 r$ — статический момент дебалансов, кг·м; ω — угловая скорость вращения дебалансных валов, рад/с; k_1 — коэффициент, учитывающий параметры погружаемых элементов; $k_1 = 1,0$ для легких свай; $k_1 = 0,6$ для тяжелых свай и шпунта; $T_{кр}$ — полное критическое сопротивление грунта срыву, Н; $\tau_{кр}$ — касательное напряжение грунта срыву, Н/м²; P_c — периметр свай, м; L_c — расчетная длина свай, м.

Амплитуда колебания вибропогружателя должна быть достаточной для погружения свай:

$$A = \xi m_1 r / (\Sigma m_i) \geq [A],$$

где ξ — коэффициент, принимаемый по экспериментальным данным; $\xi = 0,8$ для железобетонных свай и свай-оболочек; $\xi = 1,0$ для других типов свай и шпунта; Σm_i — суммарная масса колеблющихся частей, кг (вибропогружателя, наголовника, свай и грунта); $[A]$ — допускаемая амплитуда колебаний, м.

Давление, создаваемое силой тяжести вибропогружателя, свай, наголовника и дополнительного пригруза, должно быть не менее указанных (Н/см²):

стальные трубы небольшого (до 12 см) диаметра и другие элементы площадью до 150 см ²	15...30
деревянные и стальные трубчатые (закрытые) сваи площадью до 800 см ²	40...50
железобетонные сваи квадратного и прямоугольного поперечного сечения площадью до 2000 см ²	60...80

Раздел 3. ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

В нашей стране ежегодно производится около 1 млрд. м³ нерудных стройматериалов. Добытые в карьерах материалы требуют предварительной обработки: дробления — разделения на части определенной крупности; грохочения — сортирования материала по крупности на фракции с определенным зерновым составом; промывки — очистки материалов от вредных механических примесей (ил, глина, пыль, остатки вскрыши и др.); обогащения — обеспечения качества продукта по однородности и прочности.

Переработанный с помощью специального оборудования материал является готовым продуктом и служит сырьем для изготовления строительных конструкций, изделий и для получения вяжущих материалов.

В соответствии с ГОСТ 10268—80 «Бетон тяжелый. Технические требования к заполнителям», ГОСТ 8267—75, ГОСТ 8268—74, ГОСТ 10260—74 и ГОСТ 8736—77 на щебень из естественного камня, гравий, щебень из гравия и песок для строительных работ предъявляются определенные требования к качеству готового продукта.

Щебень и гравий разделяют на фракции по размерам граничных зерен: 5...10, 10...20, 20...40, 40...70 мм. Щебень высшей категории качества должен иметь марку по прочности не ниже 40 МПа (осадочные породы) и 80 МПа (изверженные и метаморфические породы); гравий не должен содержать более 10...15 % зерен слабых пород (менее 20 МПа).

Содержание в каждой фракции зерен большего или меньшего размера не должно превышать 5 %. Содержание пылевидных глинистых частиц должно быть не более 1,5 % по массе. Щебень для гидротехнического бетона не должен содержать пластинчатые (лещадные) и игловатые зерна.

Песок для строительных работ подразделяют на природный, обогащенный и фракционированный; дробленый, дробленый обогащенный и дробленый фракционированный; дробленый из отсевов и дробленый обогащенный из отсевов.

Песок подразделяют по модулю крупности:

$$M_K = \frac{A_{2,5} + A_{1,25} + A_{0,63} + A_{0,315} + A_{0,14}}{100},$$

где $A_{2,5}$; $A_{1,25}$; $A_{0,63}$; $A_{0,315}$; $A_{0,14}$ — полные остатки на ситах с соответствующими размерами, %. Фракции более 5 мм и менее 0,14 мм при определении M_K не учитываются.

При $M_K=3,5...2,5$ — крупный песок; $M_K=2,5...2,0$ — средний; $M_K=2,0...1,5$ — мелкий и $M_K=1,5...1,0$ — очень мелкий.

Содержание илистых, глинистых частиц и пыли в растворах должно быть не более 5 %, а в бетонных смесях — не более 3 %.

Глава XX. МАШИНЫ ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ КАМЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Механический процесс разрушения или измельчения исходного материала от первоначальной крупности до требуемой называется дроблением, которое выполняется на камнедробилках.

Материал, поступаемый в дробилку, называется исходным материалом, а выходящий из дробилки — готовым продуктом (продукт дробления). Основной показатель процесса дробления — степень измельчения материала — отношение размеров наиболее крупных, загружаемых в дробилку камней к размеру максимальных зерен в продукте дробления ($i = D/d$).

В зависимости от конечной крупности продукта дробление различают: крупное — $d = 100 \dots 350$ мм, $i = 3 \dots 5$; среднее — $d = 40 \dots 100$ мм, $i = 5 \dots 10$; мелкое — $d = 5 \dots 40$ мм, $i = 10 \dots 30$.

Измельчение материала со степенью $i = 100 \dots 1000$ носит название помола, который может быть грубым — $d = 5 \dots 0,1$ мм, тонким — $d = 0,1 \dots 0,05$ мм, сверхтонким — d менее 0,05 мм.

Дробление и измельчение могут осуществляться в несколько стадий, тогда степень измельчения $i = \prod_{i=1}^{i=n} i_i = i_1 i_2 i_3 \dots i_n$, где i_i — степень измельчения соответствующей стадии.

Дробление и измельчение материала выполняют различными способами (рис. 149): раздавливанием, раскалыванием, истиранием, ударом, изгибом, резанием, взрывом. Такое деление является условным, так как в большинстве случаев имеет место комбинированное воздействие на исходный продукт различных нагрузок.

Дробление осуществляют на камнедробилках, а измельчение (помол) — на мельницах. Помол выполняют как сухим, так и мокрым способом, в последнем случае одновременно материал промывается и обеспыливается.

1. Теория измельчения

В разработку теоретических основ измельчения большой вклад внесли русские, советские и зарубежные ученые: П. Риттингер, В. Л. Кирпичев, Ф. Кик, Ф. Бонд, Л. Б. Левенсон, П. А. Ребиндер, В. А. Бауман и др.

Энергоемкость процесса дробления и измельчения до определенного размера готового продукта зависит от формы, размеров и прочности, хрупкости и влажности исходного материала, его однородности и взаимного расположения, состояния рабочих поверхностей машин и режима их работы и т. д.

Сложность явлений исключает возможность установления аналитической зависимости между энергоемкостью процесса и физико-механическими свойствами материала. Существует несколько гипотез, оценивающих энергоемкость процесса измельчения материалов, получивших название законов дробления.

Первый закон дробления (закон поверхностей): работа, затрачиваемая на измельчение материала, пропорциональна вновь образованной поверхности (Риттингер):

$$A = k_1 \Delta S, \quad (386)$$

где k_1 — коэффициент пропорциональности; ΔS — вновь образованная поверхность.

Второй закон дробления (закон объемов, закон Кирпичева — Кика): работа, затрачиваемая на измельчение материала, пропорциональ-

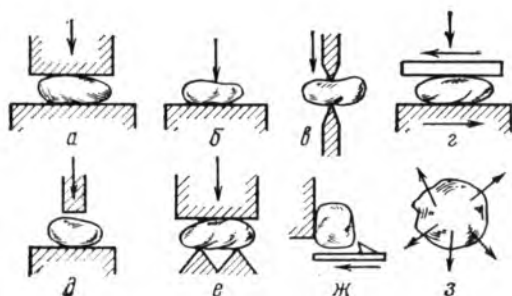


Рис. 149. Способы дробления и измельчения материалов:

а — раздавливанием; б, в — раскалыванием; г — истиранием; д — ударом; е — изгибом; ж — резанием; з — взрывом.

на объемам (массам) деформируемых тел:

$$A = k_2 \Delta V, \quad (387)$$

где k_2 — коэффициент пропорциональности; ΔV — объем тела, подвергшегося деформации.

Третий закон измельчения: работа, затрачиваемая на измельчение материала, пропорциональна длине образующей трещины (Бонд):

$$A = k_3 \left(\frac{1}{V d_{cp}} - \frac{1}{V D_{cp}} \right) Q, \quad (388)$$

где k_3 — коэффициент пропорциональности; d_{cp} , D_{cp} — средние диаметры кусков продуктов дробления и исходного материала; Q — количество дробимого материала.

Третий закон измельчения является математическим объединением первых двух и по своей сути совпадает с гипотезой П. А. Ребиндера — расход энергии на измельчение пропорционален вновь образуемым поверхностям и объемам деформируемых тел:

$$A = k_1 \Delta S + k_2 \Delta V. \quad (389)$$

А. К. Рундквист, преобразовав формулу (388), получил обобщенное выражение:

$$A = k_4 (i^{n-1} - 1) Q / D_{cp}^{n-1}, \quad (390)$$

где k_4 — коэффициент пропорциональности; n — показатель степени; $n=1$ — второй закон; $n=1,5$ — третий закон; $n=2$ — первый закон; i — степень измельчения.

Сложность пользования рассмотренными формулами состоит в неопределенности коэффициентов пропорциональности, которые должны определяться экспериментально для каждого процесса измельчения и конкретных физико-механических свойств дробимого материала.

ВНИИСтройдормаш (Бауман, Клушанцев, Мартынов, 1982) для расчета мощности привода дробилок (кВт) рекомендует формулу с учетом факторов, действующих в реальных условиях:

$$N = 0,13 E_a k_m (\sqrt{i} - 1) Q \gamma / \sqrt{D_{cv}}, \quad (391)$$

где E_a — энергетический показатель — единица затрат энергии, приходящаяся на 1 т материала при дроблении его от бесконечной крупности до размера, равного 1 мм, кВт·ч/т; $E_a=4,5...7,0$ кВт·ч/т для гранита; $E_a=8,5$ кВт·ч/т для диорита; $E_a=8,0$ кВт·ч/т для дробилок с универсальным назначением; k_m — масштабный фактор, зависящий от размера исходного материала, подлежащего дроблению:

средневзвешенный размер исходного материала D_{cv} , м	0,065	0,100	0,160	0,240	0,280	0,370	0,460
масштабный фактор k_m	1,85	1,40	1,20	1,00	0,95	0,85	0,80

D_{cv} — средневзвешенный размер исходного материала, м; i — степень измельчения; Q — производительность дробления, м³/с; γ — плотность материала, кг/м³.

2. Машины для дробления материала

Большое многообразие физико-механических свойств материалов, подвергающихся дроблению, а также различные требования, которым должна отвечать готовая продукция, привели к созданию различных типов и конструкций дробилок.

По конструктивным признакам дробилки подразделяют на четыре группы: щековые — материал дробится при периодическом сближении щек (дробящих плит); конусные — непрерывное разрушение материала происходит между внешним неподвижным и внутренним эксцентрично расположенным конусом при его обкатывании; ударные — материал разрушается в результате удара по нему вращающихся с большими скоростями шарнирных или жестких молотков (бил); валковые — материал разрушается между двумя параллельными валками, вращающимися навстречу друг другу.

29. Выбор дробилок

Дробилки	Дробление			Прочность породы, МПа			
	крупное	среднее	мелкое	менее 80	80. . .150	150. . .250	более 250
Щековые	+	+	—	—	+	+	+
Конусные	+	+	+	—	+	+	+
Роторные	—	+	—	+	+	+	—
Молотковые	—	+	+	+	+	—	—
Валковые	—	+	+	+	+	+	—

Щековые, конусные и валковые дробилки относятся к дробилкам статического действия; ударные дробилки (роторные и молотковые) — к дробилкам динамического действия.

Выбор дробилок зависит от степени измельчения и прочности пород (табл. 29).

Щековые дробилки применяют для крупного (100...350 мм) и среднего (40...100 мм) дробления каменного материала. Они работают следующим образом. В пространство между двумя щеками, представляющими плиты со съемными рифлеными поверхностями, подается исходная продукция. Камень разрушается при сближении щек под действием сжимающих нагрузок. При отходе одной (двух) щеки материал перемещается вниз и выпадает через узкую щель между щеками.

По конструктивному исполнению и траектории движения подвижной щеки дробилки бывают трех типов (рис. 150): с простым движением одной щеки и неподвижной другой щекой (рис. 150, *а*); со сложным движением одной щеки и неподвижной другой щекой (рис. 150, *б*); со сложным движением обеих щек (рис. 150, *в*).

В дробилках первого типа подвижная щека совершает простое качание относительно своей неподвижной оси и материал дробится при раздавливании.

В дробилках второго и третьего типов щека (две щеки) совершает сложное (эллипсоидальное) движение. Форма эллипса в верхней части приближается к окружности, в нижней части имеет вытянутую форму. Такая траектория движения щеки ускоряет продвижение материала вниз к разгрузочной щели и тем самым способствует повышению производительности дробилки на 20...30 % по сравнению с дробилкой с простым качанием щеки. В этих дробилках материал не только раздавливается, раскалывается и подвергается излому, но и истирается.

По конструкции механизма привода подвижных щек различают дробилки с рычажным, гидравлическим и кулачковым механизмами. Наибольшее распространение получили первые два вида привода.

Достоинства дробилок с простым качанием щек: малый износ плит благодаря небольшой вертикальной составляющей хода сжатия; значительный выигрыш в силе в верхней части зева, что особенно важно при дроблении камней больших размеров и высокой прочности. Недостатки: малый ход щеки в верхней части зева, что ограничивает пропускную способность дробилки; цикличность работы; неблагоприятные условия захвата материала в верхней части зева.

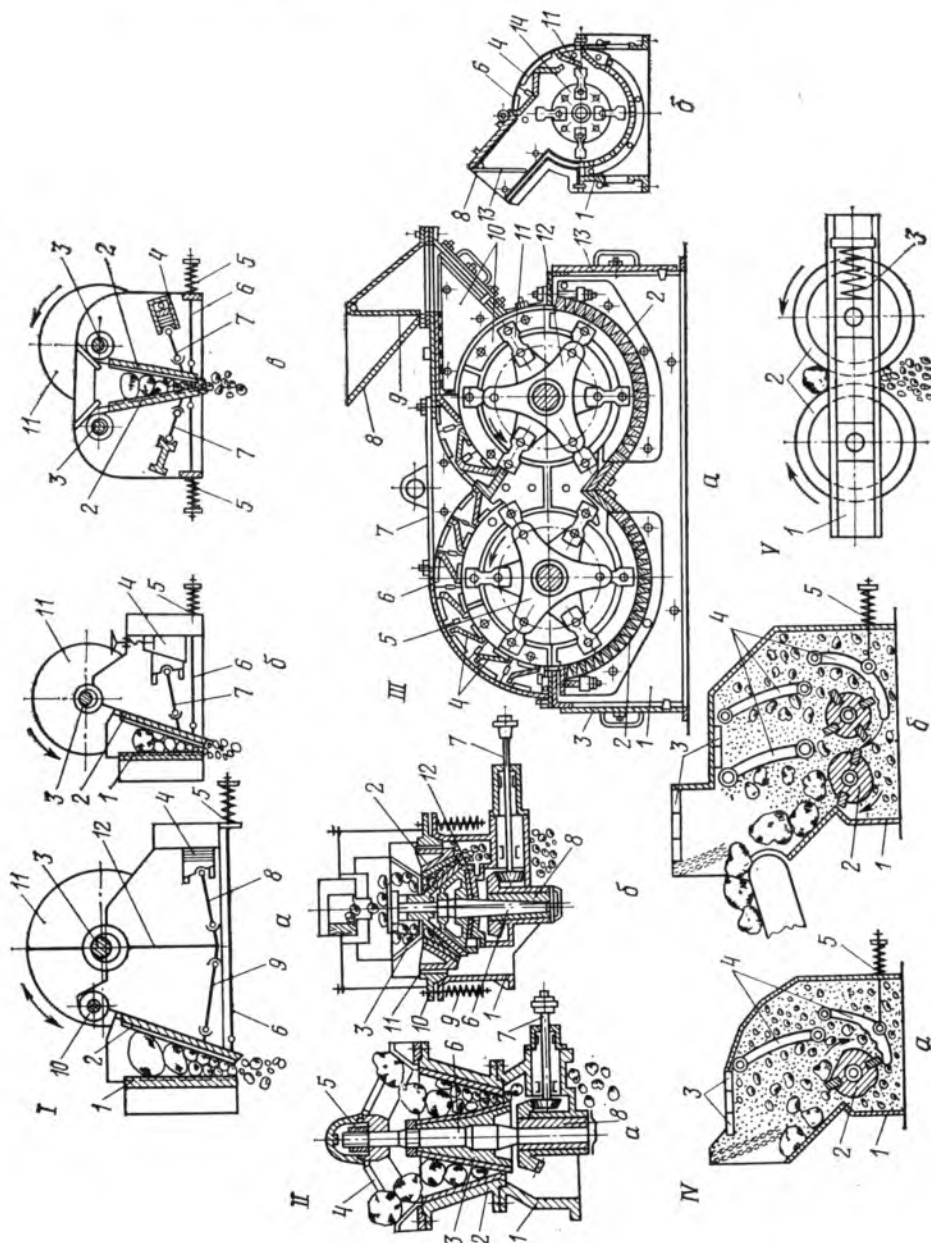
Дробилки со сложным качанием щеки в конструктивном отношении проще, имеют меньшие габариты и металлоемкость, однако из-за большой вертикальной составляющей хода в нижней части зева интенсивно истираются дробящие плиты.

Дробилки с двумя подвижными щеками сочетают преимущества дробилок со сложным движением щеки (компактность и высокая производительность) с основным достоинством дробилок с простым движением щеки — малой степенью износа дробящих плит.

Общий недостаток всех типов щековых дробилок: затруднительный пуск в работу, особенно когда камеры дробления загружены материа-

Рис. 150. Конструктивные схемы дробилок:

1 — щековые дробилки; 6 — с простым движением щеки; в — с двумя подвижными щеками; 1 — неподвижная щека; 2 — подвижная щека; 3 — эксцентриковый вал; 4 — механизм регулирования ширины разгрузочной щели; 5 — замыкающая пружина; 6 — тяга замыкающего устройства; 7, 8 — распорные плиты; 10 — ось подвижной щеки; 11 — маховик; 12 — шатун; 11 — конусные дробилки: а — с крутым конусом; б — с пологим конусом; 1 — корпус; 2 — неподвижный конус; 3 — подвижный конус; 4 — траверса; 5 — шарнир подвижной конуса; 6 — вал; 7 — приводной вал; 8 — эксцентриковый стакан; 9 — амортизационная пружина; 10 — опорное кольцо; 11 — регулирующее кольцо; 12 — шаровой подшипник конуса; 111 — молотковые дробилки: а — двухроторная; б — однороторная; 1 — нижняя часть станины; 2 — колосниковые решетки; 3 — дверицы; 4 — отбойные плиты; 5 — задний ротор; 6 — верхняя часть станины; 7 — крышка; 8 — загрузочная воронка; 9 — заслонка; 10 — плита; 11 — молоток; 12 — передний ротор; 13 — ценная штора; 14 — ротор; 1V — роторные дробилки: а — однороторная; б — двухроторная; 1 — корпус; 2 — роторы; 3 — отбойные плиты; 4 — колосниковые решетки; 5 — амортизационная пружина; 6 — валковые дробилки: 1 — рама; 2 — валки; 3 — пружины.



лом или когда произошла остановка из-за попадания недробимых предметов. Завал разбирают вручную, а это увеличивает простой оборудования и снижает производительность. Для облегчения запуска щековых дробилок применяют различные устройства, разновидностью которых являются так называемые вспомогательные приводы, состоящие из дополнительных электродвигателей и специальных редукторов с противобгонными муфтами.

Отечественная промышленность выпускает щековые камнедробилки с загрузочным отверстием размером (длина×ширина): 900×1 200; 1 200×1 500 и 1 500×2 100 мм (с простым движением щеки) и 160×250; 250×400; 250×900 и 400×900 мм (со сложным движением щеки). Производительность до 600 м³/ч. и установленная мощность до 250 кВт. Щековые камнедробилки можно применять на передвижных и стационарных установках для одно- и двухстадийного дробления.

Геометрические размеры камеры дробления в первую очередь определяются углом захвата α (углом между плитами), увеличение которого приводит к уменьшению высоты дробилки и способствует увеличению производительности. Однако лимитирующим условием является опасность выталкивания дробимого камня вверх из зева камнедробилки под действием вертикальных составляющих сил дробления. Пренебрегая силой тяжести дробимого материала, рассмотрим условие равновесия камня в зеве дробилки. На камень действуют силы P_1 и P_2 , которые вызывают силы трения $P_1 f$ и $P_2 f$ (f — коэффициент трения камня о дробящие плиты). Рассматривая условия равновесия камня относительно оси, получаем (рис. 151, а):

$$\begin{aligned}\Sigma x &= 0, P_1 = P_2 \cos \alpha + P_2 f \sin \alpha; \\ \Sigma y &= 0, P_1 f + P_2 f \cos \alpha = P_2 \sin \alpha.\end{aligned}$$

Решая совместно эти два уравнения и заменяя коэффициент трения через угол трения ($f = \operatorname{tg} \varphi$, φ — угол трения), получаем:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2f}{1-f^2} = \frac{2 \operatorname{tg} \varphi}{1-\operatorname{tg}^2 \varphi} = \operatorname{tg} 2\varphi;$$

то есть $\alpha = 2\varphi$. (392)

Практически для надежного удержания камня в камере дробления обычно принимают $\alpha = 19 \dots 23^\circ$, хотя коэффициент трения камня по стали $f = \operatorname{tg} \varphi = 0,35 \dots 0,45$.

Ширина загрузочного отверстия B должна обеспечить свободный прием камня максимальной крупности:

$$B \geq D_{\max}/0,85.$$

Ширина выходной щели b связана с максимальной крупностью камней в готовом продукте:

$$d_{\max} = 1,2b.$$

Частота вращения эксцентрикового вала или частота колебаний подвижной щеки определяется из условия выпадения продуктов дробления под действием сил тяжести. Щека отходит за пол-оборота эксцентрикового вала. Если эксцентриковый вал совершает n оборотов в 1 с, то время отхода щеки (с):

$$t_1 = 1/(2n).$$

Время свободного падения материала:

$$t_2 = 2h/\sqrt{2gh} = \sqrt{2h/g} = \sqrt{2S/(g \operatorname{tg} \alpha)},$$

где S — ход щеки; g — ускорение свободного падения.

Приравняв t_1 и t_2 , получим:

$$\frac{1}{2n} = \sqrt{2S/(g \operatorname{tg} \alpha)},$$

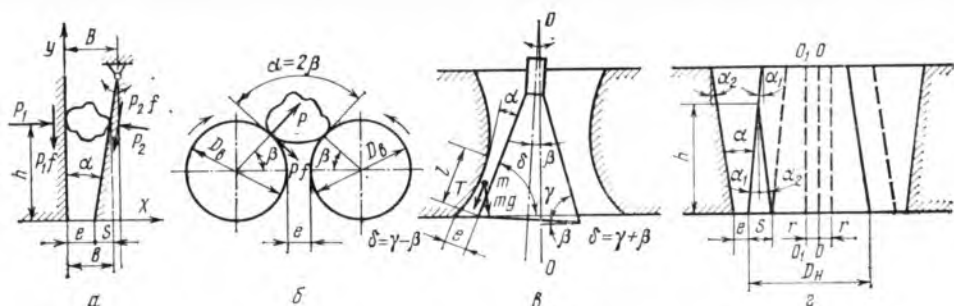


Рис. 151. Схемы к определению основных параметров камнедробилок:

а — щековой; б — валковой; в — конусной среднего и мелкого дробления (с пологим конусом); г — конусной крупного дробления (с крутым конусом).

откуда число оборотов (c^{-1}):

$$n = 0,5 \sqrt{g \operatorname{tg} \alpha / (2S)}.$$

Учитывая наличие сил трения, тормозящих материал при разгрузке, а также проталкивающий эффект для дробилок со сложным движением щеки, число оборотов (c^{-1}) определяют по формуле:

$$n = 0,5 \kappa_r / \sqrt{g \operatorname{tg} \alpha / (2S)}, \quad (393)$$

где κ_r — коэффициент, учитывающий фактическую картину движения материала в камнедробилке; $\kappa_r = 0,75$ и $\kappa_r = 1,15$ для дробилок соответственно с простым и сложным качанием щеки.

Техническую производительность ($m^3/ч$) щековых дробилок определяют по методике, предполагающей, что материал из выходной щели дробилки разгружается при отходе подвижной щеки:

$$П_r = 3600 \kappa_p V n = 3600 \kappa_p L \frac{S}{\operatorname{tg} \alpha} \frac{2e + S}{2} n, \quad (394)$$

где κ_p — коэффициент разрыхления материала в объеме призмы, зависящий от размера дробилки, степени измельчения и свойств материала; $\kappa_p = 0,3 \dots 0,6$; V — объем призмы материала, m^3 ; L — длина зева камнедробилки, m ; e и S в m ; n в c^{-1} .

Мощность привода ($kBт$) щековой камнедробилки с учетом второго закона дробления [формула (387)]:

$$N = \sigma_{сж}^2 \omega L (D^2 - d^2) / (24 \cdot 10^3 E \eta), \quad (395)$$

где $\sigma_{сж}$ — предел прочности дробимого материала при сжатии, H/m^2 ; E — модуль упругости, H/m^2 ; ω — угловая скорость эксцентрикового вала, $рад/с$; $\omega = 2\pi n$; D и d в m ; η — механический КПД привода дробилки; $\eta = 0,65 \dots 0,85$.

Конусные дробилки применяют для крупного (ККД под диаметр исходного продукта 400...1200 мм, выходная щель 75...300 мм, производительность 150...2600 $m^3/ч$), среднего (КСД под диаметр исходного продукта 75...300 мм, выходная щель 10...90 мм, производительность 20...580 $m^3/ч$) и мелкого (КМД под диаметр исходного продукта 40...110 мм, выходная щель 3...20 мм, производительность 24...180 $m^3/ч$) дробления пород высокой (до 300 МПа) и средней (до 150 МПа) прочности с высокой степенью абразивности, за исключением очень вязких пород.

Наиболее мощные конусные дробилки массой до 600 т, мощностью 800 $kBт$ представляют сложные автоматизированные агрегаты и относятся к стационарному заводскому оборудованию. Рабочий процесс в конусных дробилках состоит из раздавливания, истирания и изгиба материала, находящегося в кольцевом пространстве между неподвижным наружным и подвижным внутренним дробящими конусами, при их сближении. Готовый продукт разгружается непрерывно при удалении конусов друг от друга. Подвижный конус обкатывается около поверхности

наружного конуса и дробящего материала в камере дробления, вовлекаемая силами трения во вращение вокруг своей оси в направлении, противоположном вращению эксцентриковой втулки.

Используют две схемы конусных дробилок: с крутым (ККД) и пологим (КСД и КМД) конусом.

Перед щековыми конусные дробилки обладают следующими преимуществами: непрерывность дробления, высокая производительность и степень измельчения, пониженный расход мощности, надежность в работе, более равномерный зерновой состав готовой продукции. Но они имеют более сложную конструкцию, требуют строгого соблюдения технических условий при монтаже и обслуживания квалифицированным персоналом.

У дробилок с крутым дробящим конусом (рис. 150, II, а) образующие конусов имеют незначительный угол ($10...15^\circ$) при вершине; неподвижный конус обращен большим основанием вверх, а подвижный конус — вниз, что обеспечивает возможность загрузки крупного исходного материала.

У дробилок с пологим дробящим конусом (рис. 150, II, б) угол при вершине доходит до 40° , образующие двух конусов в нижней части практически параллельны, имеют повышенную протяженность «параллельной» зоны, что способствует получению готового продукта высокого качества.

Конусные дробилки с крутым конусом используют для первичного дробления породы крупностью до 1200 мм, а с пологим конусом обычно применяют для вторичного дробления камней размером 100...200 мм.

Условия дробления материала в конусных дробилках аналогичны дроблению в щековых дробилках, поэтому угол захвата материала между образующими двух дробящих конусов определяется тем же методом и составляет: $21...23^\circ$ для дробилок ККД и $12...18^\circ$ для дробилок КСД и КМД.

Частота вращения (c^{-1}) эксцентриковой втулки конусной дробилки с крутым конусом (рис. 151, з) определяется так же, как и для эксцентриковых валов щековых дробилок:

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2S}{g(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)}} = \frac{1}{2n}, \text{ откуда}$$

$$n = \sqrt{\frac{g(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)}{8S}} = \sqrt{\frac{g(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)}{16r}} \approx 0,78 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}{r}},$$

где r — радиус окружности, описываемой точкой оси подвижного конуса O_1O_1 относительно неподвижной оси OO ; $r=0,5S$; S — отход подвижного конуса относительно неподвижного за одно качание.

Учитывая торможение материала о стенки конусов, частоту вращения (c^{-1}) уменьшают примерно на 10 %, то есть:

$$n = 0,71 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)r}. \quad (396)$$

Частота вращения эксцентриковой втулки для конусных дробилок с пологим конусом (рис. 151, в) определяется из следующих предположений: дробимый материал скользит под действием силы тяжести по наклонной поверхности дробящего конуса со средним углом наклона к горизонту δ , то есть изменением этого угла от $\gamma-\beta$ до $\gamma+\beta$ пренебрегаем; за время прохождения зоны параллельности дробимый материал должен быть не менее одного раза сжат дробящими поверхностями конусов.

Рассматривая условия движения частицы m по образующей конуса с углом наклона к горизонту δ , определяем силу, способствующую движению:

$$T = mg \sin \delta - mgf \cos \sigma = mg(\sin \delta - f \cos \delta) = \text{const},$$

где g — ускорение свободного падения; f — коэффициент трения камня о сталь.

Так как $T = \text{const}$, то материальная точка будет двигаться равноускоренно с ускорением a :

$$ma = T = mg(\sin \delta - f \cos \delta),$$

откуда

$$a = \frac{dv}{dt} = g(\sin \delta - f \cos \delta).$$

Интегрируя это выражение, найдем скорость движения частицы:

$$v = \int_0^t g(\sin \delta - f \cos \delta) dt = g(\sin \delta - f \cos \delta)t + C.$$

При $t=0$ скорость точки $v=0$, следовательно, постоянная интегрирования $C=0$. Так как $v = dl/dt = g(\sin \delta - f \cos \delta)t$, то

$$l = \int_0^t g(\sin \delta - f \cos \delta) t dt = \frac{1}{2} g t^2 (\sin \delta - f \cos \delta) + C_1.$$

При $t=0$ точка находится в начале зоны параллельности, то есть $l=0$, а следовательно, постоянная интегрирования $C_1=0$. Согласно второму условию, путь l точка m должна пройти за время одного оборота эксцентриковой втулки $t=1/n$, (n — частота вращения, с^{-1}). Тогда

$$l = \frac{1}{2} g \frac{1}{n^2} (\sin \delta - f \cos \delta),$$

откуда

$$n = \sqrt{g(\sin \delta - f \cos \delta)/(2l)}.$$

Длину параллельной зоны принимают: для КСД $l = D_n/12$, для КМД $l = D_n/6$, что обеспечивает многократное сжатие материала дробящими конусами при прохождении его к выходной щели. Тогда окончательно угловая скорость (рад/с) дробящего конуса будет:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для КСД } \omega \approx 47 \sqrt{(\sin \delta - f \cos \delta)/D_n}, \\ \text{для КМД } \omega \approx 33,4 \sqrt{(\sin \delta - f \cos \delta)/D_n}. \end{array} \right\} \quad (397)$$

Производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) ККД определяется при условии, что за один оборот конуса из дробилки выпадает кольцо материала сечением

$$h(2e + S)/2 = S(2e + S)/(tg \alpha_1 + tg \alpha_2) 2l,$$

тогда

$$P_T = 3600 \kappa_p V n = 2 \cdot 3600 \pi D_n \kappa_p n \frac{(e+r)r}{tg \alpha_1 + tg \alpha_2}, \quad (398)$$

где D_n — диаметр подвижного конуса внизу, м; n в с^{-1} .

Производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) КСД и КМД определяется при условии, что за один оборот конуса материал проходит длину параллельной зоны сечением le (l — длина параллельной зоны, e — ширина параллельной зоны или ширина выходной щели); тогда

$$P_T = 3600 \kappa_p V n = 3600 \pi D_n \kappa_p n l e. \quad (399)$$

Установочная мощность (кВт) двигателя конусной камнедробилки с учетом пиковой нагрузки может быть определена по формулам В. А. Олевского:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для ККА } N = 2160 D_n^2 r n; \\ \text{для КСД и КМД } N = 12,6 D_n^2 n, \end{array} \right\} \quad (400)$$

где D_n в м; r в м; n в с^{-1} .

Валковые дробилки (рис. 150, V) применяют для среднего и мелко-вторичного дробления горных пород прочностью до 150 МПа, а также для дробления вязких и влажных материалов. Это основное оборудование для приготовления искусственного песка. Материал сверху загружается на два параллельных приводных вала 2, вращающихся навстречу друг другу. В результате трения между породой и поверхностями валков материал затягивается между валками и подвергается дроблению раздавливанием.

В валковых дробилках применяют гладкие или рифленые валки, или один гладкий, а второй рифленый, а также ребристые и зубчатые валки для хрупкого материала.

Валки с подшипниками установлены на раме 1. При попадании между валками недробящегося материала амортизационные пружины 3 сжимаются, зазор между валками увеличивается и материал проскакивает вниз, что предохраняет дробилку от поломок.

Валки приводятся от отдельно устанавливаемого электродвигателя клиноременной, зубчатой или карданной передачей. Привод применяют одинарный и двойной. Вращающий момент с одного вала на другой при одинарном приводе передается зубчатыми колесами с зубьями удлиненного профиля, что позволяет не нарушать зацепления при отходе подвижного вала. При двойном приводе вращение каждому валку передается от самостоятельного двигателя.

Достоинства валковых дробилок: простота устройства и надежность в работе, низкий расход удельной энергии, небольшой процент выхода переизмельченного материала. Недостатки: малая производительность, невысокая степень измельчения, постоянная вибрация подвижного вала, передаваемая всей дробилке, низкая захватывающая способность.

Разновидность валковых дробилок — дезинтеграторные и дырчатые вальцы, первые предназначены для переработки глиняной массы и удаления из нее каменистых включений, вторые — для интенсивного размятия глины с дроблением каменистых включений.

Дезинтеграторные вальцы состоят из двух валков: гладкого большого диаметра с частотой вращения до 1 с^{-1} и меньшего ребристого с частотой вращения до 10 с^{-1} . Валки вращаются навстречу друг другу и захватывают комки глины в зазор между ними. Твердые включения отбрасываются ребрами вала, тем самым очищая глину от твердых примесей.

Дырчатые вальцы с перфорированной поверхностью имеют самостоятельный привод каждого вала, что обеспечивает им разные окружные скорости, способствуя лучшему растиранию и размятию глины, которая в виде готового продукта продавливается сквозь отверстия внутрь валков, а затем попадает на отводящий конвейер.

Угол захвата в валковых дробилках (рис. 151, б) определяется как угол между касательными к поверхности валков в точках соприкосновения с дробимым материалом. На камень, массой которого пренебрегаем, со стороны валков действуют силы давления P и силы трения P_f . Условие затягивания камня:

$$P_f \cos \beta \geq P \sin \beta$$

или

$$\operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg} \beta, \beta \geq \varphi, \text{ но } \beta = 0,5\alpha,$$

$$\text{тогда } \alpha \leq 2\varphi,$$

(401)

то есть по аналогии с другими дробилками угол захвата для обеспечения самоторможения материала не должен превышать двойной угол трения, но в выполненных конструкциях он обычно берется почти в 2 раза меньшим.

Частота вращения (с^{-1}) валков зависит от массы и диаметра исходного продукта и диаметра валка. Ее определяют по формуле Л. Б. Левенсона:

$$n \leq 102,5 \sqrt{f/(\gamma D_b D)}, \quad (402)$$

где f — коэффициент трения материала о валок; γ — плотность материала, кг/м^3 ; D_b — диаметр валка, м; D — диаметр исходного продукта, м.

Для уменьшения износа бандажей и спокойной работы валковой дробилки окружная скорость валка должна быть не более $2...7$ м/с, а угловая скорость (рад/с) не должна превышать $\omega = (12...21)/D_b$ (D_b в м).

Производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) валковой дробилки:

$$P_T = 3600 \kappa_p V n = 3600 \kappa_p e L \pi D_b n, \quad (403)$$

где $\kappa_p = 0,2...0,3$ для прочных материалов; $\kappa_p = 0,4...0,6$ для влажных вязких материалов; n в с^{-1} ; e и D_b в м; L — длина валка, м.

Мощность двигателя (кВт) при дроблении пород средней прочности рассчитывают по формуле:

$$N = 28,6 v L (D_b/D + 0,25), \quad (404)$$

где v в м/с; D_b и D в м.

Дробилки ударного действия предназначены для дробления хрупких и мягких пород. По конструкции крепления ударных молотков, или бил, различают дробилки с жестким (роторные дробилки) и с шарнирным (молотковые дробилки) креплением; по количеству роторов — одно-, двухроторные (реже трехроторные); по расположению молотков — одно- и многорядные. Материал, поступающий в камеру дробления, ударом била, или молотка, разрушается, его осколки разлетаются широким сектором (90°), разрушаясь при ударах о колосниковые решетки и отбойные плиты, друг о друга. При эксцентричном ударе куски начинают вращаться вокруг своего центра масс с окружными скоростями до 30 м/с, что вызывает внутри камня растягивающие напряжения до 10 МПа (больше, чем предел прочности при растяжении). Эффективно материал разрушается при скоростях молотков (бил) до 80 м/с.

Главные параметры дробилок ударного действия — диаметр и длина ротора, которые входят в их условное обозначение. По ГОСТ 12375—70 выпускаются роторные дробилки крупного (ДРК 800×630 , ДРК 1250×1000 , ДРК 1600×1250 , ДРК 2000×1600), среднего и мелкого (ДРС 1000×1000 , ДРС 1250×1250) дробления. Молотковые дробилки по ГОСТ 7090—72 имеют следующие обозначения: $M6 \times 4$, $M8 \times 6$, $M13 \times 16$, $M20 \times 20$ и $M20 \times 30$, где первая цифра указывает диаметр, например 600 мм, а вторая — длину ротора, например 400 мм.

Преимущества: большая степень измельчения, высокое качество продукта по форме зерен (преимущественно кубообразная), высокая производительность, простота конструкции и удобство обслуживания.

Недостатки: повышенный износ рабочих органов, трудность дробления влажных материалов, возможны поломки при попадании в камеру дробления недробимых тел.

Роторные дробилки широко применяют для крупного дробления каменных пород при производстве щебня. Промышленность выпускает однороторные (рис. 150, IV, а) и двухроторные (рис. 150, IV, б) дробилки. Исходный материал, поступающий в загрузочную камеру с цепными шторами, разрушается в результате соударения с жестко закрепленными на роторах 2 молотками, отбойными плитами 3 и колосниковыми решетками 4.

В однороторной дробилке ротор 2 имеет два диаметрально расположенных паза, в которых крепятся два молотка. Ротор вращается в подшипниках, установленных на боковых стенках корпуса 1. В корпусе имеются две колосниковые решетки 4 — верхняя и нижняя. Колосники

трапецеидальной формы, собраны на двух осях и разделены друг от друга дистанционными кольцами. Верхняя решетка неподвижная, нижняя — регулируемая, она одновременно выполняет роль предохранительного устройства. Изменяя зазор между ротором и колосниковой решеткой, регулируют степень измельчения материала, который просеивается через колосниковые решетки.

В двухроторной дробилке материал подвергается двухстадийному последовательному измельчению: в загрузочной секции дробящей камеры и в пространстве между верхними параллельными колосниковыми решетками. Первый ротор имеет два молотка, второй — четыре. Каждый ротор приводится от индивидуального электродвигателя.

Молотковые дробилки служат для вторичного дробления неабразивных материалов прочностью на сжатие до 100 МПа (мел, гипс, шлак, известняк, кирпич и др.). Материал дробится в результате ударного воздействия шарнирно подвешенных к ротору молотков (бил), обеспечивающих раздавливание материала на колосниковой решетке. Это позволяет дробить материал с большой степенью измельчения (до 50).

Выпускаются одно- (рис. 150, III, б) и двухроторные (рис. 150, III, а), реверсивные и нереверсивные дробилки. Для дробления влажных материалов молотковые дробилки могут иметь подвижные отбойные плиты.

Производительность дробилок ударного действия ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$P_T = 3600 \kappa_p k_B L D_p^{1,5} / (v^{0,35} z^{0,5}), \quad (405)$$

где κ_p — коэффициент разрыхления породы; $\kappa_p = 0,3 \dots 0,6$; k_B — коэффициент, зависящий от положения отражательной плиты, равный при работе дробилки с полностью опущенной первой плитой 1,3 и полностью приподнятой первой плитой 5,2; L , D_p — длина и диаметр ротора, м; v — окружная скорость ротора, м/с; z — число рядов бил (молотков).

Мощность (кВт) привода роторов дробилок:

$$N = E_a P_T (i - 1) / (D \eta), \quad (406)$$

где E_a — энергетический показатель дробления различных материалов, $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$; зависит от прочности материала и составляет $0,014 \dots 0,024 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$; P_T в $\text{м}^3/\text{ч}$; D в м; η — механический КПД дробилки вместе с приводом; $\eta = 0,65 \dots 0,75$.

3. Машины для помола

При производстве цемента, извести, гипса, порошковых материалов, керамических изделий требуется очень тонкое измельчение. Процесс помола отличается повышенной энергоемкостью и высокой стоимостью. Наибольшее распространение для этих целей имеют барабанные, вибрационные мельницы и бегуны.

Барабанные мельницы классифицируют по форме барабана (цилиндрические, конические, трубные), форме мелющих тел (шаровые, стержневые, самоизмельчения — без мелющих тел), по характеру работ (мельницы открытого и замкнутого цикла).

В качестве мелющих тел применяют кованные или литые чугунные или стальные шары диаметром от 30 до 125 мм, стальные стержни диаметром 25...100 мм, стальные короткие цилиндрические ролики с прочностью до 500 МПа и твердостью НВ до 300. Можно применять мелющие тела из неметаллических материалов.

В барабанную мельницу материал загружают в барабан, заполненный металлическими мелющими телами 4 в виде стержней или шаров.

Броневая футеровка барабанных мельниц изготавливается из марганцовистой износостойкой стали или из отбеленного чугуна. Броневые плиты могут иметь различное конструктивное исполнение.

При вращении барабана шары (стержни) поднимаются вверх и падают под действием сил тяжести. С увеличением частоты вращения мель-

ницы могут работать на водопадном режиме или режиме центрифугирования.

Материал измельчается под действием истирающих и ударных нагрузок. Готовая продукция выгружается через люк, полую ось или периферийное сито.

Достоинства: сравнительно просты по конструкции и удобны в эксплуатации, высокая тонкость помола и однородность измельчения. Недостатки: большой расход энергии (35...40 кВт·ч/т), значительные габариты и масса, использование рабочего объема на 35...45 %.

В вибрационных мельницах, предназначенных для тонкого и сверхтонкого помола, мелющие тела воздействуют на материал с высокой частотой соударения и при больших скоростях движения частиц в турбулентном потоке.

Вибрационные мельницы бывают инерционные и гириционные, в последних корпус приводится в круговое колебательное движение от эксцентрикового вала.

В инерционной вибрационной мельнице электродвигатель через муфту приводит во вращение дебалансный вал, генерирующий ненаправленного действия колебательные движения. Корпус опирается на пружинные виброизоляторы. Внутри корпуса находятся мелющие тела и измельчаемый материал.

В вибрационных мельницах готовый продукт, как правило, выгружается через загрузочный люк.

В процессе работы вибромельницы выделяется много тепла, что приводит к нагреву материала и корпуса. Требуется принудительное охлаждение, так как при нагреве производительность резко падает, особенно с увеличением тонкости помола.

Бегуны измельчают материал при сухом и мокром помоле путем перемещения тяжелых катков относительно чаши, заполненной исходным материалом. Наиболее рационально их применять при помоле до 0,3...0,5 мм.

Глава XXI. МАШИНЫ ДЛЯ СОРТИРОВАНИЯ И ОБОГАЩЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

1. Общие сведения. Показатели сортирования и обогащения

В процессе переработки большинства материалов для строительных работ их многократно измельчают и сортируют до получения продукта требуемого качества, удовлетворяющего действующим техническим стандартам. Так как исходный материал обычно представляет неоднородный по крупности продукт с различными примесями и включениями, то в процессе переработки его разделяют на классы по фракционному составу и удаляют примеси и включения, снижающие качество продукта.

Оборудование для этих процессов по способу сортирования подразделяется на механическое (грохочение), гидравлическое (гидравлическая классификация), воздушное (воздушная сепарация), магнитное (магнитная сепарация).

Сортированию материалы могут подвергаться в сухом и мокром состоянии с последующим обезвоживанием.

Разновидностями сортирования являются промывка материала для отделения примесей и отходов и обогащение — обеспечение качества продукта по однородности зернового состава и прочности, которое может быть механическим (при многократном дроблении с постоянным режимом дробилок приводит к быстрому измельчению и удалению из продукта слабых пород) или гравитационным (разные скорости осаждения материала в потоке жидкости).

Наибольшее распространение получило механическое сортирование (грохочение), которое выполняется на грохотах.

Основным рабочим органом грохотов являются просеивающие элементы, которые сообщают пропускаемому материалу круговые, эллиптические или прямолинейные движения.

Сита, решета и колосниковые решетки характеризуются живым сечением (отношение площади отверстий к площади всего сита; прямоугольные — 70...80 %; квадратные — около 60 % и круглые — 40 %) и размером ячеек. По конструкции проволочные сита бывают плетеные и сварные, решета изготавливают из стальных листов с штампованными квадратными, прямоугольными, круглыми, овальными, ромбовидными, шестигранными и другими по форме отверстиями.

Материал сит — марганцовистая сталь, в последние годы начали применять штампованные или литые армированные резиновые листы-решета или сетки из резиновых, натянутых вдоль и поперек струн.

На грохотах сита располагают последовательно (удобен отвод материала, но имеют большую длину и интенсивный износ мелкие сита), параллельно (более эффективно грохочение, но большая высота и затруднен отвод фракции) или комбинированно (наиболее распространенный и эффективный способ расположения сит). Число фракций всегда на единицу больше числа сит на грохоте.

Грохоты подразделяют по характеру движения просеивающей поверхности на неподвижные и подвижные — качающиеся, вибрационные и вращающиеся; по форме и числу просеивающих поверхностей — на плоские с одной или несколькими просеивающими поверхностями, установленными горизонтально или наклонно, и барабанные с цилиндрическим расположением просеивающих поверхностей.

Процесс грохочения оценивают производительностью Π_T (м³/ч) и эффективностью грохочения E (%).

Производительность вибрационных грохотов (м³/ч):

$$\Pi_T = Sqk_1 k_2 k_3 k_4, \quad (407)$$

где S — живое сечение просеивающей поверхности, м²; q — удельная производительность сита, отнесенная к 1 м² его площади, м³/ч·м²; зависит от формы и размеров ячеек сит, их площади и угла наклона; $q = 12...82$ м³/(ч·м²) при квадратном отверстии сита в свету 5...70 мм; k_1, k_2, k_3, k_4 — коэффициенты, учитывающие соответственно процент содержания в исходном материале зерен нижнего класса, процент содержания в нижнем классе зерен, размеры которых меньше 0,5 размера отверстия, угол наклона грохота, неравномерность загрузки грохота, его конструкцию и фракционный состав исходного материала; $k_1 = 0,58, 1,00$ и $1,25$ при 10, 60 и 90 % содержания зерен нижнего класса в исходном материале; $k_2 = 0,63, 1,00$ и $1,37$ при 10, 50 и 90 % содержания в нижнем классе зерен, размеры которых менее 0,5 размера отверстия сита; $k_3 = 0,5, 0,8, 1,0$ и $1,37$ при угле наклона сит 10, 15, 18 и 22°; $k_4 = 0,65...0,80$ для горизонтального виброгрохота; $k_4 = 0,5...0,6$ для наклонного виброгрохота.

Производительность (м³/ч) качающихся грохотов:

$$\Pi_T = 3600\kappa_p B h v, \quad (408)$$

где κ_p — коэффициент разрыхления материала; B — ширина короба грохота, м; h — высота слоя материала на грохоте, м; v — средняя скорость перемещения материала на грохоте, м/с; $v = 2,1\sqrt{d}$, м/с; d — диаметр частиц, м.

На эффективность и производительность грохочения барабанных грохотов влияет частота вращения барабана. С увеличением частоты вращения до известного предела производительность возрастает, но при больших частотах вращения материал прижимается центробежными силами к стенкам и грохочение прекращается. Максимальная производительность соответствует такой частоте вращения, когда материал поднимается на 1/3 диаметра барабана, а его окружная скорость не превышает 0,60...1,25 м/с. Оптимальный наклон барабана, соответствующий лучшей эффективности при достаточной производительности, 1:10 или 1:8.

Производительность (т/ч) барабанного грохота при коэффициенте разрыхления 0,8 определяется по формуле Л. Б. Левенсона:

$$P_r = 36\gamma n \operatorname{tg} 2\alpha \sqrt{R^3 h^3}, \quad (409)$$

где γ — плотность материала, кг/м³; n — частота вращения, с⁻¹; α — угол наклона барабана, град.; R — радиус барабана, м; h — наибольшая высота слоя материала в барабане, м; обычно $h=0,005\ldots 0,05$ м.

Работа любого грохота характеризуется не только производительностью, но и качеством разделения материала. При грохочении все зерна, размеры которых меньше или равны размеру ячейки сита, должны пройти через него. Материал, не прошедший через сито, относится к верхнему классу, а прошедший — к нижнему. Однако полного разделения материала на фракции верхнего и нижнего класса добиться невозможно. Часть материала нижнего класса всегда остается в верхнем классе, снижая качество грохочения.

Эффективность грохочения (%):

$$E = [c - \Delta(100 - c)] 100/c = (c - \Delta')/c, \quad (410)$$

где c — процентное содержание зерен нижнего класса в общей массе поступающего на грохот исходного материала (определяется ситовым анализом); Δ — относительное содержание зерен нижнего класса, оставшихся после грохочения в верхнем классе, к количеству материала верхнего класса; Δ' — процентное содержание зерен нижнего класса в продукте верхнего класса.

Примерная эффективность грохочения для вибрационных, качающихся и барабанных грохотов 90...98, 70...80 и 50...80 %.

Эффективность грохочения зависит от времени нахождения материала на сите, гранулометрического состава и толщины слоя материала на сите.

Вероятность прохождения зерна через отверстие сита зависит от соотношения диаметра зерна к линейному размеру отверстия. При $d < 0,75 l$ (легкопроходимые зерна) производительность и эффективность грохочения возрастают; при $d > 0,75 l$ (труднопроходимые зерна) вероятность прохождения зерна резко падает.

2. Механические грохоты

Неподвижные колосниковые грохоты обычно устанавливают перед дробилками для выделения сверхразмерных кусков, то есть кусков, превышающих по размеру приемные отверстия дробилок. Одновременно эти грохоты служат питателями для равномерной подачи в дробилку материала. Перемещение материала по просеивающей поверхности происходит под действием составляющей от силы тяжести, для чего грохоты устанавливают наклонно. Эти грохоты очень просты по конструкции и в эксплуатации, однако малопроизводительны и очень грубо разделяют материал.

Колосники в сечении представляют трапецию с расширяющимися зазорами книзу, что исключает заклинивание материала. Расстояние между колосниками в направлении от загрузки материала к выгрузке увеличивается, предотвращая забивание решетки.

Подвижные колосниковые грохоты имеют мощный футерованный короб, внутри которого на разных уровнях размещены колосниковые решетки. Короб смонтирован на опорных кронштейнах при помощи винтовых пружин, и ему сообщается качательное или вибрационное движение, что обеспечивает продвижение материала под уклон (до 30°) и интенсивное отделение мелких фракций.

Производительность колосниковых питателей при зазоре между колосниками до 100 мм составляет до 300 т/ч.

Плоские качающиеся грохоты разделяются на грохоты с прямолинейным (рис. 152, а) и дифференциальным (рис. 152, б) движением про-

сеивающих поверхностей в вертикальной плоскости. Выполняются с наклонными и горизонтальными ситами.

В качающемся грохоте с прямолинейным движением наклонное сито 1 совершает качательное движение, близкое к прямолинейному, под действием эксцентрика 3 и шатуна 4, так как длина подвесок 2 значительно превышает эксцентриситет эксцентрика 3. Материал вдоль сита перемещается под действием сил инерции, возникающих при качании, а также составляющих сил тяжести материала.

В качающемся грохоте с дифференциальным движением сита в результате наклона подвесок 2 к горизонту происходит подбрасывание материала на сите с одновременным сообщением частицам материала сил инерции, которые и передвигают его вдоль сита.

Качающиеся грохоты используют для отделения крупных фракций невысокой прочности и относятся к тихходным (частота вращения эксцентрикового вала не более $5...8 \text{ с}^{-1}$). Эффективность грохочения 70...80 %.

Вибрационные быстроходные грохоты применяют для грохочения средних и мелких фракций и по ГОСТ 10745—69* подразделяются на легкие, средние и тяжелые. Последние два типа применяют при производстве нерудных материалов.

Механизмы приведения в колебательное движение корпуса с ситами исполняют в виде: дебалансного вибратора ненаправленного действия (рис. 152, а), дебалансного вибратора направленного действия (рис. 152, г) и кривошипно-шатунного с упругой связью вибровозбудителя (рис. 152, д).

Инерционный наклонный виброгрохот (рис. 152, в) применяют для предварительного грохочения. Он имеет корпус с ситом 1, на котором смонтирован дебалансный вибратор 5, допускающий бесступенчатое регулирование статического момента. Грохот через пружинные амортизаторы 6 опирается на фундаментную раму. В грохоте тяжелого типа просеивающая поверхность выполняется из колосников.

Горизонтальный вибрационный грохот (рис. 152, з) имеет небольшую высоту, так как интенсивное движение материала по ситум достигается не в результате наклона корпуса 1, а благодаря установке линии центров направленного вибровозбудителя 10 под углом 55° к просеивающей поверхности.

Гиационный грохот (рис. 152, д) приводится в колебательное движение с постоянной амплитудой, равной эксцентриситету вала 7, четырехподшипниковым приводом. Наружные концевые подшипники установлены на концентрических шейках вала 7 и опираются на неподвижную раму. Внутренние подшипники посажены на эксцентричные заточки вала 7 и укреплены на корпусе грохота. Для уравнивания сил инерции колеблющегося корпуса грохота на валу устанавливают противовесы. Вал приводится от электродвигателя через плоско- или клиноременную передачу.

Вибрационные грохоты наиболее эффективны. Коэффициент эффективности составляет 90...98 %.

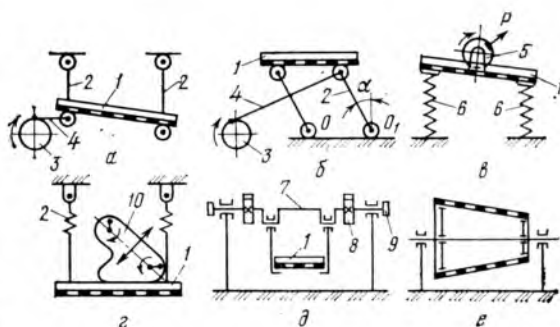


Рис. 152. Схемы механических грохотов:

а — наклонный качающийся с прямолинейным движением сита; б — горизонтальный качающийся с дифференциальным движением сита; в, г — наклонный и горизонтальный вибрационные (инерционные); д — качающийся гидравлический; е — барабанный вращающийся; 1 — корпус с ситом; 2 — подвеска; 3 — эксцентрик; 4 — шатун; 5 — дебалансный вибратор; 6 — пружина; 7 — эксцентриковый вал; 8 — противовес; 9 — приводной шкив; 10 — вибровозбудитель направленного действия.

Барабанные (вращающиеся) грохоты (рис. 152, е) применяют чаще всего как грохоты-мойки, то есть с дополнительной промывкой сортируемого материала струей воды, подаваемой внутрь барабана. При вращении барабана материал поднимается, а затем под действием собственного веса падает вниз, совершая одновременно поступательное перемещение вдоль оси барабана. Мелкие фракции отсеиваются, а крупные куски, не прошедшие через сита, выбрасываются через боковой торец. Недостатки грохота — низкая производительность и низкая эффективность (не более 60 %).

3. Машины для промывки и гидравлической классификации строительных материалов

Песок, гравий, щебень содержат загрязняющие примеси: ил, глину, остатки вскрыши и другие материалы, ухудшающие качество бетонных изделий. Так, применение чистого песка оптимального зернового состава повышает прочность, долговечность бетона и снижает на 20 % расход цемента.

Промывка материала представляет процесс обогащения в результате отделения примесей в водной среде. Применяют флотационный метод отделения примесей, основанный на различной степени смачиваемости пород водой. К плохо смачиваемым частицам пристаивают пузырьки воздуха, и они всплывают на поверхность пульпы и удаляются; хорошо смачиваемые частицы (песок, гравий, щебень) остаются в жидкости, чем и достигается их разделение.

Добытый в карьерах и переработанный материал промывают при малой загрязненности (менее 5 %) и крупности менее 70 мм в процессе сортировки на грохотах, для чего его поливают струей воды из труб, расположенных над поверхностью грохота.

Материалы крупностью 300...350 мм промывают на барабанных гравийных сортировках производительностью до 100 м³/ч, используя на 1 м³ материала до 2 м³ воды.

Для промывки вязких и загрязненных глинистыми примесями материалов применяют лопастные мойки, выполненные в виде корыта, внутри которого навстречу друг другу вращаются два лопастных вала. Встречное движение материала и воды, подаваемой снизу между валами, с интенсивным перемешиванием обеспечивает промывку с меньшим расходом воды.

Для промывки песка применяют шнековые и драговые пескомойки, обеспечивающие промывку и удаление частиц размером менее 0,15 мм.

Рабочий орган шнековых пескомоек — два шнека, перемещающих загрязненный песок вверх навстречу подаваемой воде. Обезвоженный и очищенный песок в верхней части разгружается в приемный лоток, а загрязненная вода с примесями отводится в нижней части через сливной порог.

В драговых пескомойках рабочим органом является скребковый элеватор, перемещающий в корыте песок, подаваемый сверху в горизонтальную часть корыта. Скребковая цепь перемещает песок вверх по наклонному участку навстречу чистому потоку воды. Грязь и мелкие фракции удаляются через сливной порог.

Сущность процесса гидравлической классификации и обогащения материала заключается в разделении минеральных зерен по крупности в жидкой среде под действием различных скоростей осаждения. Крупность материала при гидравлической классификации обычно не превышает 5 мм. Аппараты для гидравлической классификации носят название классификаторов, их разделяют на горизонтальные и вертикальные со свободным или стесненным падением материала.

В вертикальных классификаторах водно-грунтовая смесь (пульпа) подается снизу в диффузор, где скорость потока снижается; мелкий про-

дукт поднимается вверх, так как его частицы имеют скорость осаждения меньше скорости восходящего потока. Крупные частицы выпадают после прохода диффузора в классификационную камеру.

Отечественная промышленность выпускает вертикальные гидравлические классификаторы серии ГКД-2 производительностью по водно-грунтовой смеси 100...1 600 м³/ч (пять типоразмеров), что соответствует производительности по исходному материалу 20...300 м³/ч; при этом расход воды на классификацию составляет от 50...80 до 400...1 600 м³/ч.

Разновидностью классификаторов являются центробежные классификаторы, в которых материал разделяется под действием центробежных сил инерции, возникающих во вращающемся потоке пульпы. Их применяют для отделения мелких частиц с граничным размером 5...500 мкм.

Различают два типа центробежных классификаторов: центрифуги (вращение рабочей камеры передается пульпе) и гидроциклоны (в неподвижном корпусе при тангенциальном подводе пульпы создается по винтовой пространственной спирали вращение с частотой до 3...5 с⁻¹).

Гидроциклоны с корпусом диаметром 250...1 000 мм и углом конуса 20° имеют производительность по исходной гидросмеси 20...600 м³/ч. Воздушная сепарация применяется для разделения на фракции мелко-дисперсных материалов с частицами размером 90...100 мкм. Магнитная сепарация применяется для удаления из продуктов металлических предметов и мелких частиц железа и железосодержащих минералов.

Глава XXII. ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНЫЕ ЗАВОДЫ И УСТАНОВКИ

Дробильно-сортировочные заводы, перерабатывающие горную массу и выпускающие товарный щебень, классифицируют по производительности (малой — до 50 тыс. м³ в год, средней — до 250 тыс. м³ в год и большой — до 1 млн. м³ в год), по схеме технологического процесса (одно-, двух- и трехстадийные) с открытым или замкнутым циклом, по назначению (универсальные и специализированные).

При первоначальной стадии дробления камень размером до 1,5 м дробят в щековых камнедробилках до кусков 200...300 мм, при второй стадии — на конусных дробилках до размеров 80...100 мм, при третьей — на конусных дробилках с пологим конусом до 50 мм и менее.

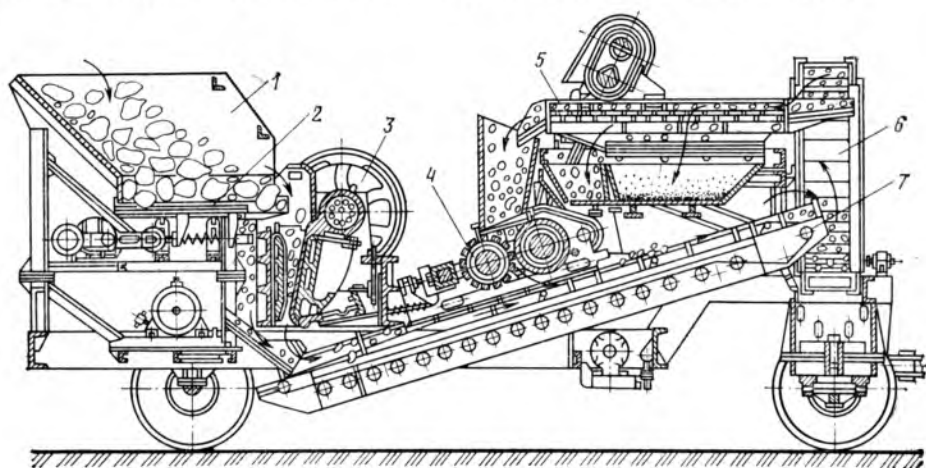


Рис. 153. Дробильно-сортировочная установка малой производительности:

1 — приемный бункер; 2 — лотковый питатель; 3 — щековая дробилка СМ-182Б; 4 — валковая дробилка С-551; 5 — виброгрохот С-388; 6 — ротационный элеватор; 7 — ленточный конвейер.

Стационарные заводы сооружают на достаточно мощных месторождениях нерудных материалов, и они снабжают большое число потребителей. Приобъектные заводы создаются для снабжения материалом конкретных объектов, и их срок службы определяется сроком строительства объекта.

Передвижные дробильно-сортировочные установки целесообразно использовать на месторождениях с небольшими запасами полезных ископаемых, а также при выполнении небольшого объема работ. Эти установки снабжаются ходовым устройством и могут быть легко перебазированы с одного объекта на другой.

Передвижная установка представляет стандартное дробильно-сортировочное оборудование. На ней осуществляется одно- или двухстадийное дробление с разделением получаемого материала на фракции. Все оборудование монтируется на одном или двух шасси.

Дробильно-сортировочные установки разделяют по производительности на три группы: малой (до $10 \text{ м}^3/\text{ч}$), средней (от 10 до 50) и большой (свыше $50 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Перспективное направление развития дробильно-сортировочных установок — создание отдельных передвижных агрегатов, позволяющих компоновать гибкие технологические схемы.

В мелиоративном строительстве при небольших объемах работ и использовании местных карьеров применяют передвижные дробильно-сортировочные установки производительностью 6 и $45 \text{ м}^3/\text{ч}$.

На рисунке 153 приведена дробильно-сортировочная установка С-349А производительностью $6 \text{ м}^3/\text{ч}$, работающая по двухстадийной схеме дробления с замкнутым циклом, при котором крупный щебень с грохота возвращается на вторичное дробление.

Установка работает следующим образом. Погрузчик загружает камень в бункер 1, откуда лотковый питатель 2 подает его в щековую камнедробилку со сложным качанием щеки 3. После измельчения в щековой дробилке материал поступает по ленточному конвейеру 7 и ротационному элеватору 6 на виброгрохот 5. Отсортированный материал боковыми транспортерами отгружается на склад, а материал, не прошедший через ячейки сита, поступает на валковую дробилку 4, где подвергается вторичному дроблению. После вторичного дробления щебень ссыпается на конвейер 7 и поступает на сортировку.

Грохот сортирует щебень на три фракции: 0...5, 5...20 и более 20 мм. Зерна крупнее 20 мм, не прошедшие через верхнее сито, вновь дробятся на второй ступени замкнутого цикла.

Двухагрегатная установка СМ-739/740 средней производительности (до $45 \text{ м}^3/\text{ч}$) предназначена для двухстадийного дробления и грохочения горных пород с пределом прочности на сжатие до 300 МПа.

Оборудование смонтировано на двух шасси, образуя два агрегата, каждый из которых может быть использован самостоятельно.

Агрегат первичного дробления СМ-739 снабжен щековой дробилкой СМ-741 со сложным качанием щеки для переработки кусков размером до 340 мм. Он выдает несортированный щебень крупностью до 70 мм.

Агрегат вторичного дробления СМ-740 снабжен конусной дробилкой СМ-561А и вибрационным грохотом СМ-742.

Двухагрегатная установка снабжена электродвигателями и при необходимости может комплектоваться дизель-электрической станцией. Товарный щебень выпускается трех фракций: 0...5, 5...10 и 10...25 мм.

В последние годы передвижные дробильно-сортировочные установки малой производительности имеют марку СМД-106, а средней производительности — СМД-126 и СМД-127 (двухагрегатная).

Раздел 4. МАШИНЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БЕТОННЫХ И ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ РАБОТ

Глава XXIII. МАШИНЫ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ БЕТОННОЙ СМЕСИ И СТРОИТЕЛЬНЫХ РАСТВОРОВ

Качественный бетон (раствор) получают в результате затвердевания правильно подобранной, смешанной до однородного состава и уплотненной бетонной смеси, состоящей из вяжущих материалов (цемент, строительная известь, гипсы и др.), воды, заполнителей (песок, щебень, гравий) и в небольших количествах добавок, улучшающих свойства бетонной смеси (пластификаторы, ускорители твердения и др.).

Бетонную смесь и строительные растворы приготавливают на стационарных и передвижных (инвентарных сборно-разборных) бетонных заводах и в бетонорастворосмесительных установках, представляющих комплект технологического оборудования, обеспечивающего: подачу сухих компонентов смеси из штабелей или транспортных средств в надбункерное отделение или бункера, иногда подогрев (охлаждение) заполнителей; дозирование компонентов; подачу их в смесители и перемешивание; выдачу готового замеса.

1. Дозаторы для составляющих бетонной смеси и строительных растворов

Для получения требуемой марки бетонной смеси и строительных растворов должно быть выдержано количественное отношение отдельных компонентов. Материалы дозируют по массе или по объему. Погрешность дозирования составляющих бетонной смеси по массе в соответствии с ГОСТ 7473—61 допускается: $\pm 1\%$ — цемент, вода и добавки; $\pm 2\%$ — заполнители. Погрешность дозирования определяет требуемую точность расчета состава бетона: расход цемента указывают с точностью до 5 кг, воды — до 2 л, песка и щебня — до 10 кг. Большая точность не требуется, так как существующие дозаторы не могут ее обеспечить.

По принципу действия дозаторы делятся на весовые, объемные и объемно-весовые (смешанные).

Весовые дозаторы предпочтительнее, так как только они обеспечивают высокую точность дозирования. Эти дозаторы работают в автоматическом и полуавтоматическом режимах, допускают быструю переналадку на новый рецепт масс, основаны на порционном или непрерывном взвешивании материалов. Автоматические дозаторы (АДУП) циклического действия состоят из трех дозаторов: для заполнителей (песка, щебня, гравия) — АВДИ; для цемента — АВДЦ, для воды и жидких добавок — АВДЖ. Весовые дозаторы устроятся одно- и многофракционными. У однофракционных дозаторов каждый весовой бункер в комплекте с весовым устройством предназначен для одной фракции материала.

Промышленность серийно выпускает дозаторы: для цемента — АВДЦ-425М, АВДЦ-1200М и АВДЦ-2400М; для заполнителей — АВДИ-425М, АВДИ-1200М и АВДИ-2400М; для воды и жидких добавок — АВДЖ-425М, АВДЖ-1200М и АВДЖ-2400М. Цифры — вместимость по загрузке, л; буква М — дозаторы с ртутно-магнитным датчи-

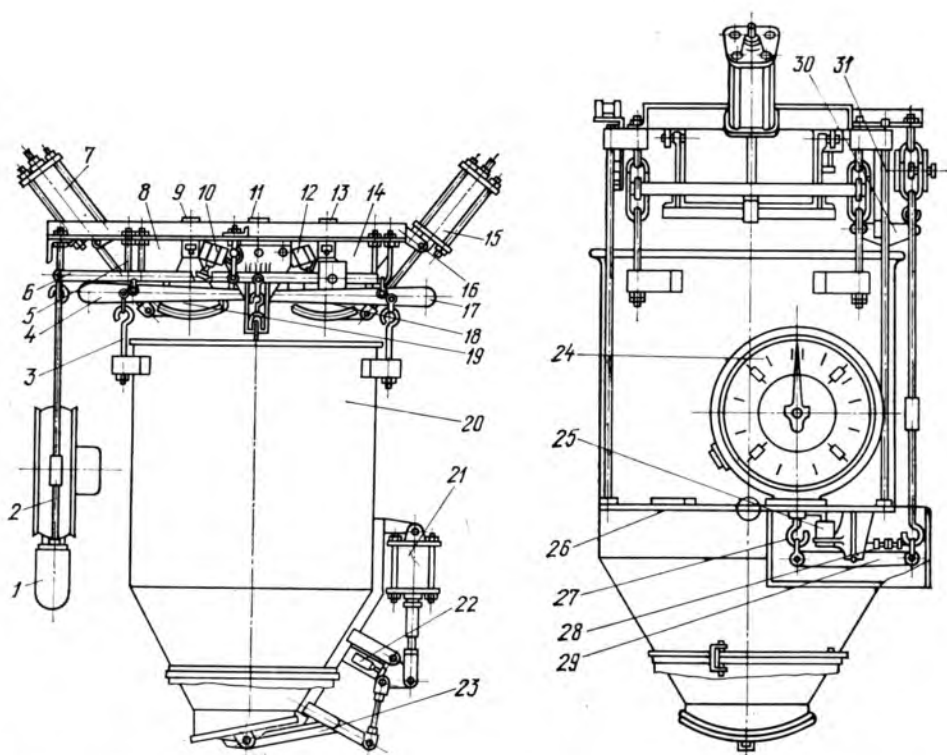


Рис. 154. Автоматический двухфракционный весовой дозатор заполнителей с фотоэлектронным датчиком АВДИ-1200Ф:

1 — кожух; 2, 27 — тяги; 3 — крюки; 4, 17 — грузоприемные рычаги; 5 — подвески; 6, 29, 30 — передаточные рычаги; 7, 15, 21 — пневмоцилиндры; 8, 14 — загрузочные воронки; 9, 11, 13 — электропневматические клапаны; 10, 12, 22 — конечные выключатели; 16 — рама; 18, 19 — секторные впускные затворы; 20 — весовой бункер; 23 — выпускной затвор; 24 — циферблатный указатель; 25 — масляный демпфер; 26 — площадка; 28 — регулировочный винт; 31 — стяжки.

ком; если вместо М указана буква Ф — это дозаторы с более надежными и простыми в наладке фотоэлектронными датчиками. Дозаторы имеют одинаковый принцип действия, унифицированы по сборочным единицам и отличаются размерами весовых бункеров.

Автоматический весовой дозатор АВДИ-1200Ф (рис. 154) многофракционный предназначен для последовательного взвешивания двух фракций — песка и щебня (гравия).

На раме 16 дозатора с помощью подвесок 5, грузоприемных рычагов 4 и 17 и крюков 3 подвешен весовой бункер 20 с выпускным затвором 23, управляемым через системы рычагов пневмоцилиндром 21.

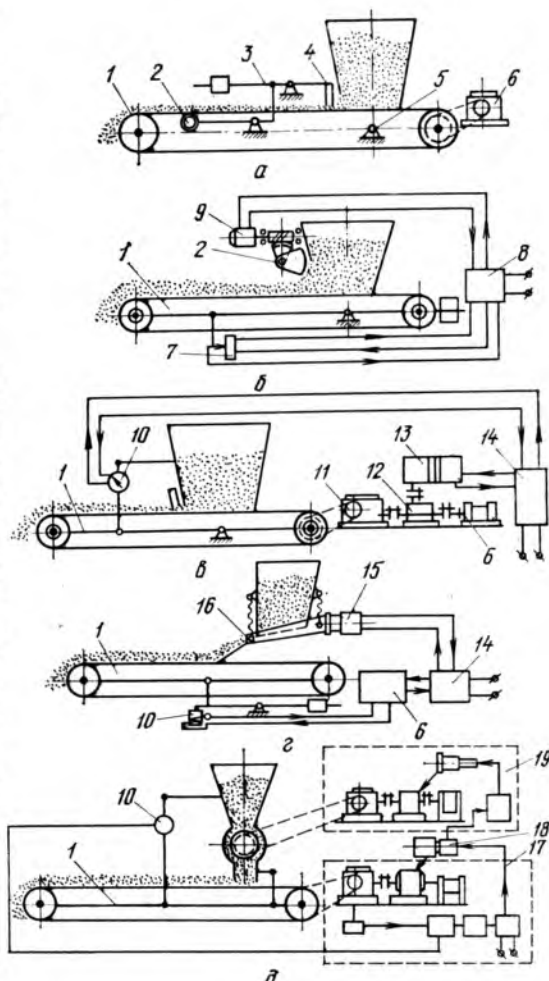
В верхней части рамы 16 смонтированы две загрузочные воронки 8 и 14 с впускными секторными затворами 18 и 19, управляемые пневмоцилиндрами 7 и 15.

К раме 16 с помощью вертикальных стяжек 31 установлена площадка 26, на которой смонтирован циферблатный указатель 24. Внутри последнего смонтированы весовое оборудование и приборы системы автоматики, обеспечивающие дистанционную установку требуемых доз и подающие команду на соответствующие исполнительные пневмоцилиндры.

Весовой бункер 20 через рычажную систему, включающую грузоприемные рычаги 4 и 17, передаточные рычаги 6, 30 и 29, тягу 2, соединяется с тягой 27 циферблатного указателя 24. Тяга 27 работает параллельно с масляным демпфером 25, гасящим колебания стрелки циферблата.

Рис. 155. Схемы весовых дозаторов непрерывного действия:

а, б, в — одноагрегатные; г, д — двухагрегатные; 1 — ленточный питатель; 2 — роликовый датчик; 3 — рычажная система; 4 — заслонка; 5 — весовой опора; 6 — привод; 7 — электрический датчик; 8 — блок усиления сигнала; 9 — привод заслонки; 10 — электронный датчик; 11 — редуктор; 12 — вариатор; 13 — командоаппарат; 14 — усилитель-преобразователь команд; 15 — электромагнитный вибратор; 16 — вибротоктовый питатель; 17 — система регулирования скорости ленты; 18 — синхронизирующее устройство; 19 — система регулирования интенсивности потока материала.



Регулировку рычажных механизмов выполняют винтами 28. Увеличивающийся момент от массы материала в бункере уравнивается возрастающим моментом отклоняющихся грузов механизма взвешивания. Для управления пневмоцилиндрами установлено три электропневматических клапана 9, 11 и 13, соединенных резиноканальными рукавами с пневмоцилиндрами. Конечные выключатели 10, 12 и 22 ограничивают ход впускных и выпускных затворов. Продолжительность цикла взвешивания у дозаторов комплекта АДУБ — 45 с.

В последние годы освоено производство дозаторов комплекта ДБ, имеющих большие пределы дозирования, высокую надежность и безопасную в эксплуатации аппаратуру управления, выполненную на полупроводниковых элементах: ДБП для песка, ДБЦ для щебня, ДБК для песка и керамзита, ДБЦ для цемента, ДБЖ для жидкостей (цифры при буквенных обозначениях, например ДБП-500, — вместимость по загрузке в литрах).

Весовые дозаторы непрерывного действия обеспечивают непрерывное весовое дозирование с допустимой погрешностью и применяются на мощных автоматизированных установках и заводах производительностью до 240 м³/ч бетонной смеси, а также на установках циклического действия, выдающих бетонную смесь разных марок.

Весовые дозаторы непрерывного действия классифицируют: по числу агрегатов — одноагрегатные (рис. 155, а, б, в) и двухагрегатные (рис. 157, г, д); по способу регулирования производительности — изменением сечения потока материала, скорости движения ленты и интенсивности подачи материала на ленту, а также комбинированным воздействием; по связи датчика и регулятора — с механической, электрической и электронной связью.

Объемные дозаторы обеспечивают заданную точность только для жидкости. При приготовлении легкой бетонной смеси, когда наблюдаются значительные отклонения насыпной массы пористого заполнителя, дозирование по объему пористых заполнителей допускают с точностью ± 30 л/м³.

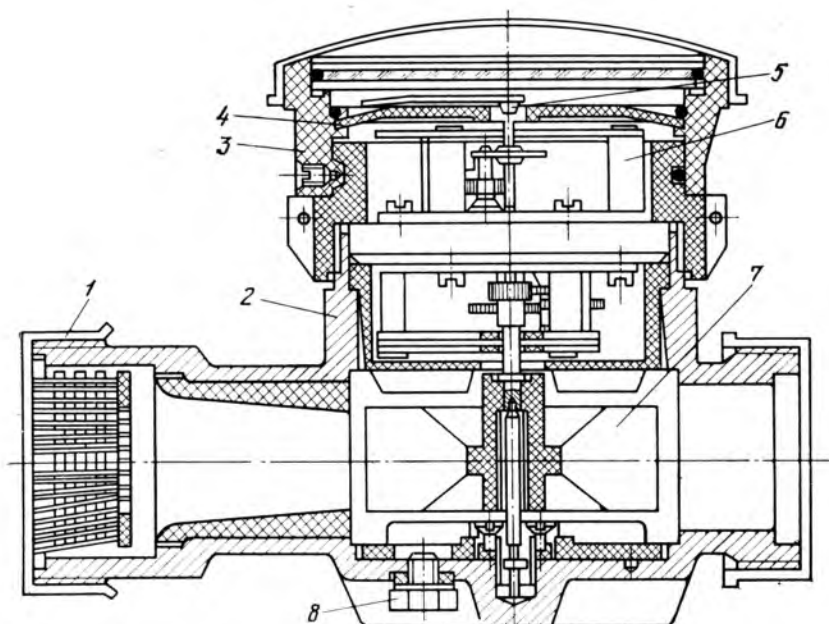


Рис. 156. Дозатор жидкости ДВК-40:

1 — фильтр; 2 — корпус; 3 — установочное кольцо; 4 — циферблат; 5 — стрелка; 6 — счетная головка; 7 — турбинка; 8 — сливная пробка.

Эти дозаторы циклического и непрерывного действия. Дозаторы циклического действия для сыпучих материалов представляют мерные емкости, снабженные специальными устройствами для облегчения загрузки и выгрузки и регулирования порции. Они имеют простую конструкцию. Серийно промышленность их не выпускает. Дозаторы непрерывного действия обеспечивают точность дозирования заполнителей не более $\pm 2,5\%$, цемента $\pm 2\%$. Их применяют на бетономесительных установках производительностью до $5 \text{ м}^3/\text{ч}$ и изготавливают ленточными для заполнителей и винтовыми для цемента.

Объемное дозирование осуществляется при постоянной площади поперечного сечения и скорости движения потока сыпучего материала.

Объемные дозаторы для воды и добавок выполняют в виде водомеров (рис. 156) или насосов-дозаторов (рис. 157). Дозатор ДВК-40 (рис.

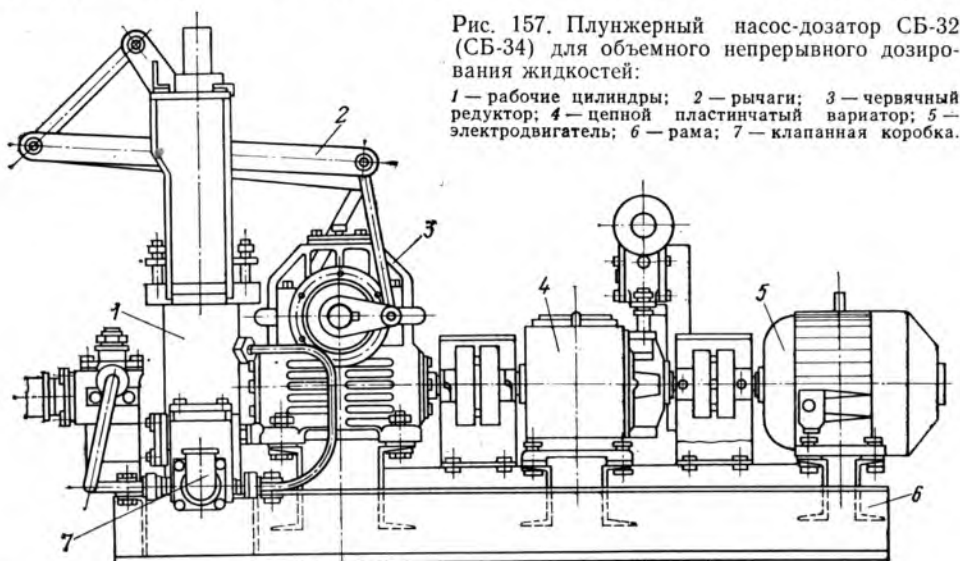


Рис. 157. Плунжерный насос-дозатор СБ-32 (СБ-34) для объемного непрерывного дозирования жидкостей:

1 — рабочие цилиндры; 2 — рычаги; 3 — червячный редуктор; 4 — цепной пластинчатый вариатор; 5 — электродвигатель; 6 — рама; 7 — клапанная коробка.

156) может работать в циклическом и непрерывном режиме. Его устанавливают на горизонтальной кронштейне и включают последовательно в водопроводную сеть, обслуживающую бетоносмесители небольшой вместимости.

В корпусе 2 установлена турбинка 7, которая под действием потока воды вращается с частотой, прямо пропорциональной расходу воды. Турбинка системой передач соединяется со стрелкой 5, перемещаемой по циферблату 4 счетной головки 6. Счетное устройство сверху закрыто установочным кольцом 3 с циферблатом 4, которое при вращении может совмещать стрелку с нулем шкалы. За один оборот стрелки через дозатор проходит 100 л воды. Расход воды регулируют открытием пробкового крана.

Для дозирования воды на бетоносмесительных установках непрерывного действия производительностью 30 и 60 м³/ч применяют плунжерные насосы-дозаторы СБ-32 и СБ-34 (рис. 157) с дистанционным управлением производительностью соответственно до 6 и 12 м³/ч и погрешностью дозирования не более $\pm 2\%$.

Сдвоенный плунжерный насос с рабочими цилиндрами 1, штоки которых приводятся в движение рычагами 2, смонтирован на раме 6. Электродвигатель 5 соединяется через цепной пластинчатый вариатор 4 с червячным редуктором 3, на выходных концах которого укреплены под углом 180° друг к другу два кривошипа привода штоков рабочих цилиндров. В нижней части цилиндров укреплены клапанные коробки 7.

Бесступенчатое регулирование числа двойных ходов цилиндров выполняется вариатором с дистанционным управлением.

Объемно-весовые дозаторы используют для дозирования компонентов бетона на легких заполнителях (керамзитобетон). По объему дозируют керамзит, по массе — песок с точностью $\pm (1...2)\%$. Их выпускают циклического и непрерывного действия, последние выдают материал равномерным отдозированным потоком. По способу управления дозаторы бывают с ручным, дистанционным и автоматическим управлением.

2. Бетоно- и растворосмесители

Основное назначение бетоно- и растворосмесителей — качественное перемешивание компонентов с целью равномерного их распределения по объему, увлажнения и обволакивания заполнителей вяжущими материалами.

Бетоносмесители классифицируют: по способу перемешивания — гравитационные (перемешивание происходит при свободном падении материала) и принудительного перемешивания, включая виброперемешивание; по режиму работы — циклического и непрерывного действия; по способу установки — стационарные и передвижные.

Бетонная смесь характеризуется показателями подвижности (осадка стандартного конуса, см) и удобоукладываемости (время вибрирования на стандартном вибростенде, с).

Большое влияние на качество перемешивания оказывает его продолжительность, с увеличением которой прочность бетона и его однородность повышаются. Увеличение продолжительности сверхоптимальной (табл. 30) мало сказывается на свойствах бетонной смеси, но снижает производительность бетоносмесителей.

В зимний период продолжительность перемешивания увеличивается на 25...50 %. Главный параметр бетоносмесителей циклического действия — объем готового замеса. В соответствии с ГОСТ 16349—70 выпускают бетоносмесители с объемом готового замеса 65, 165, 330, 500, 800, 1 000, 1 600, 2 000 и 3 000 л, что соответствует объему по загрузке 100, 250, 500, 750, 1 200, 1 500, 2 400, 3 000 и 4 500 л. Отношение объема готового замеса к объему по загрузке есть коэффициент выхода бетон-

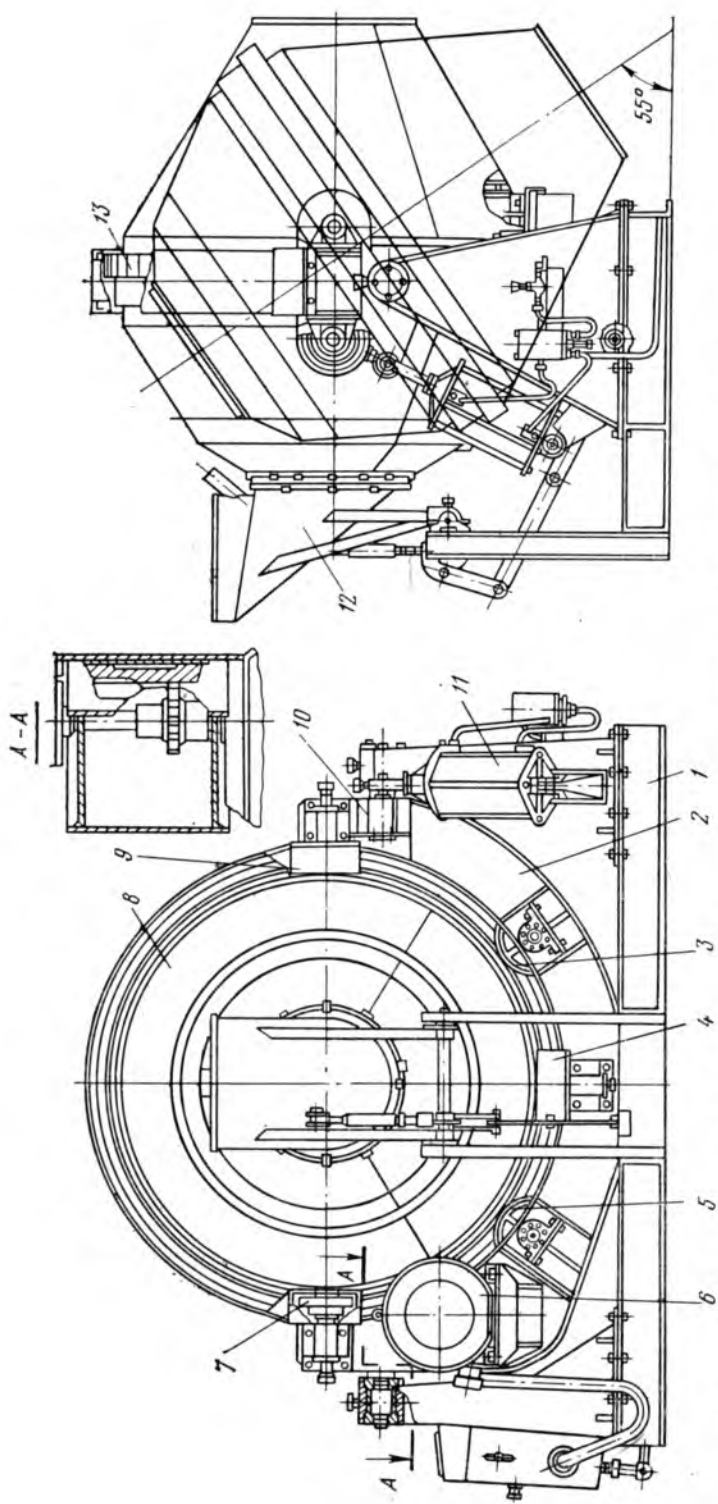


Рис. 158. Бетономеситель гравитационного перемешивания с наклоняющимся двухконусным барабаном:

1 — рама; 2 — траверса; 3, 5 — опорные ролики; 4, 7, 9 — поддерживающие ролики; 6 — электродвигатель привода барабана; 8 — барабан; 10 — рычаг; 11 — пневмоцилиндр; 12 — загрузочное устройство; 13 — зубчатый венец.

30. Оптимальная продолжительность перемешивания тяжелых и легких бетонных смесей, мин

Тяжелая бетонная смесь			Легкая бетонная смесь						
объем го- тового за- меса, л	осадка кону- са, см		плотность крупного за- полнителя, кг/м³	Ж = 20...60 с, крупностью заполни- теля, мм			поризованная бетонная смесь с крупностью заполнителя, мм		крупно- пористая бетонная смесь
	1...2	более 6		10	20	40	20	40	
300	1,0	0,75	До 300	6	5	4	6	5	5
800	2,0	1,5	300...700	5	4	3	5	4	4
1600	2,5	2,0	Более 700	4	3	2	4	3	3

ной смеси, обычно он равен 0,65...0,67. Для однородных бетонных смесей с мелкими заполнителями и строительных растворов этот коэффициент равен 0,90...0,92. Растворосмесители выпускают с объемом готового замеса 30, 65, 125, 250, 750 и 1 200 л, что соответствует объему по загрузке 40, 80, 150, 325, 1 000 и 1 500 л.

Для бетоносмесителей непрерывного действия главный параметр — производительность (5, 15, 30, 60, 120 и 240 м³/ч).

Бетоносмесители гравитационного перемешивания по форме выполняют цилиндрическими, грушевидными и двухконусными. В первых бетоносмесителях ось вращения горизонтальная, во вторых — опрокинута на 180°, в третьих — наклоняется до 60°.

Бетоносмесители принудительного перемешивания выполняют с горизонтальной или вертикальной осью вращения лопастей. В последнем случае возможно вращение и самого барабана смесителя.

На рисунке 158 представлен бетоносмеситель гравитационного перемешивания с двухконусным наклоняющимся барабаном циклического действия. При вращении барабана смесь лопастями и под действием сил трения поднимается на некоторую высоту и свободно сбрасывается вниз. Для обеспечения однородности смеси необходимо произвести 30...40 циклов подъема и сброса смеси, объем барабана в 2,5...3,0 раза должен превышать объем по загрузке. Частота вращения барабана небольшая — 0,2...0,5 с⁻¹ (меньшее значение для объема готового замеса 1 600...3 000 л, большее — для 65...165 л) и лимитирована центробежными силами, препятствующими свободному перемещению.

Барабан 8 с помощью опорных 3 и 5 и поддерживающих 4, 7 и 9 роликов устанавливается на траверсе 2, которая на двух подшипниках скольжения опирается на две вертикальные стойки, соединенные с рамой 1.

Угол наклона смесительного барабана при загрузке и перемешивании (15°) и при выгрузке (55°) регулируется пневмоцилиндром 11 через рычаги 10 путем поворота траверсы. Барабан отдозированными материалами загружается через загрузочное устройство 12.

Барабан 8 состоит из двух конических частей, соединенных цилиндрической обечайкой, на которой укреплены опорный бандаж и зубчатый венец 13. Барабан приводится во вращение от электродвигателя 6 через редуктор и зубчатый венец 13. Редуктор и электродвигатель установлены на траверсе 2.

Внутри барабана на каждом конусе установлены четыре фасонные смесительные, наклоненные под углом 30° к оси вращения лопасти правого и левого направления, и он футерован стальными пластинами. Благодаря наклонному расположению лопастей поднятые вверх составляющие бетонной смеси падают с двух противоположных лопастей сплошным потоком к центру барабана, обеспечивая интенсивное перемешивание. Так работают бетоносмесители СБ-3, СБ-10Ва, СБ-103.

В последние годы выпускают стационарные бетоносмесители с объемом по загрузке 750 и 1 200 л, выполненные по более прогрессивной схеме — с центральным приводом (СБ-91, СБ-10В).

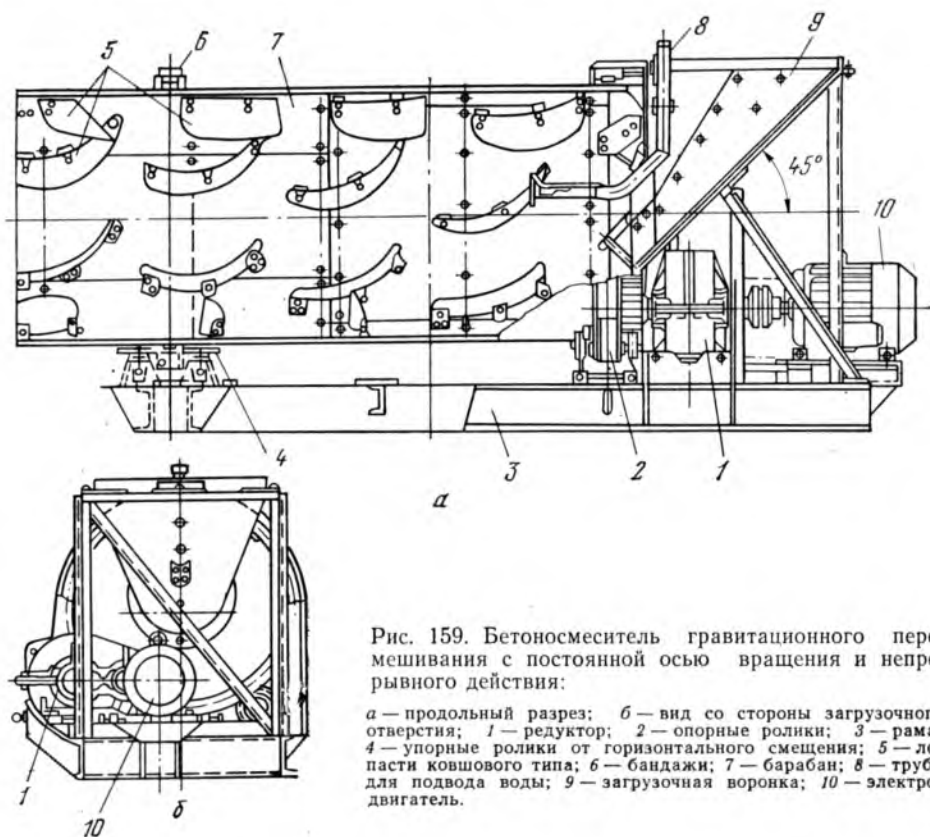


Рис. 159. Бетоносмеситель гравитационного перемешивания с постоянной осью вращения и непрерывного действия:

а — продольный разрез; *б* — вид со стороны загрузочного отверстия; 1 — редуктор; 2 — опорные ролики; 3 — рама; 4 — упорные ролики от горизонтального смещения; 5 — лопасти ковшового типа; 6 — бандаж; 7 — барабан; 8 — труба для подвода воды; 9 — загрузочная воронка; 10 — электродвигатель.

Гравитационными бетоносмесителями непрерывного действия оснащают бетоносмесительные установки СБ-109 и СБ-118 производительностью 120 и 240 м³/ч.

Рабочий барабан 7 (рис. 159) диаметром 1,6 м и длиной около 4 м имеет внутри установленные по винтовой линии лопасти ковшового типа 5.

Барабан опирается двумя бандажами 6 на опорные ролики 2, оси которых неподвижны и установлены на раме 3 бетоносмесителя. Чтобы предотвратить горизонтальное смещение барабана при продвижении бетонной смеси, на раме 3 смонтированы упорные ролики 4, опирающиеся на боковые беговые дорожки бандажей 6. Вращение барабана обеспечивается электродвигателем 10 через редуктор 1 и открытую зубчатую передачу.

При вращении барабана компоненты смеси непрерывным отдозированным потоком по загрузочной воронке 9 поступают в барабан. Вода подается в барабан по трубе 8, на конце которой устанавливают распылитель. Материал в барабане перемещается в окружном и осевом направлении лопастями 5, непрерывным потоком продвигаясь к разгрузочному концу барабана. Число лопастей, их взаимное расположение и длина барабана подобраны так, чтобы за время прохождения смеси через барабан она хорошо перемешалась.

Бетоносмесители гравитационного перемешивания применяют для приготовления крупнозернистых подвижных смесей с заполнителем из плотных пород с максимально допустимой крупностью 40...120 мм.

Для приготовления жесткой мелкозернистой и легкой бетонной смеси с пористыми заполнителями и строительных растворов применяют бетоносмесители принудительного перемешивания циклического и непрерывного действия, в которых перемешивание достигается путем вза-

имного перемещения материалов с помощью вращающихся лопаток и других подобных устройств.

Бетоносмесители с горизонтальной осью имеют корытообразный бункер с одним или двумя лопастными валами.

Бетоносмесители с вертикальной осью имеют чашеобразный барабан с симметрично или эксцентрично расположенными одним или несколькими лопастными валами. Барабан может вращаться или быть неподвижным. Движение лопастей может быть прямоточным и противоточным, роторным и роторно-планетарным.

Несмотря на ряд недостатков бетоносмесителей: сложность конструкции, повышенный износ и энергоемкость, ограничения по крупности заполнителей (до 40...70 мм), их широко внедряют благодаря более высокому качеству бетонной смеси и снижению расхода цемента.

На рисунке 160 представлен бетоносмеситель принудительного перемешивания циклического действия. Неподвижный цилиндрический барабан-чаша 1 с вертикальной осью закрыт сверху крышкой 2, на которой установлены мотор-редуктор 4 с пультом управления 5. Заполнители поступают в смеситель через загрузочный люк 9, цемент — по патрубку 14, вода — по кольцевой сливной трубе 7. Чтобы в смеситель не попадал материал размером более 70 мм, загрузочный люк 9 закрыт предохранительной решеткой. Во избежание пыления цемента во время работы смесительная камера соединена через вытяжной патрубок 3 с аспирационной системой. Готовый замес выгружается через донный загрузочный затвор 8, управляемый пневмоцилиндром 12.

Материалы перемешивают лопастным аппаратом, состоящим из шести смешивающих лопастей 15 и 16 и двух скребков 10 и 17 для очистки поверхности центрального стакана 6 и барабана-чаши 1.

Кронштейны лопастей присоединяются к ротору 11 посредством втулок и пружин 13. Ротор приводится мотор-редуктором 4. Полый вал ротора установлен в подшипниках на центробежной стойке, размещенной в центральном стакане 6. Частота вращения ротора 0,3...0,5 с⁻¹.

По таким схемам выполнены бетоносмесители СБ-93 и СБ-112, последний выполнен с возможностью пароразогрева смеси до 80 °С. Пар подается по центральному патрубку через коллектор и шланги под лопасти. Имеются конструкции бетоносмесителей с планетарным движением лопастных валов (ротор вращается вокруг своей оси, а лопасти дополнительно вращаются вокруг собственной оси), а также бетоносмесители с вращающимся одновременно барабаном.

Бетоносмесители принудительного перемешивания непрерывного действия (рис. 161) применяют в комплекте с бетоносмесительными установками СБ-61, СБ-75, СБ-37 и СБ-78 производительностью 5, 32, 30 и 60 м³/ч. В последние годы преимущественно используют двухвальные горизонтальные смесители. На каждом валу устанавливается 30...60 лопастей, часть из них имеет угол поворота, способствующий отбросу смеси назад для снижения осевой скорости перемещения материала и образованию зон интенсивного перемешивания. Частота вращения лопастных валов 0,8...1,1 с⁻¹. Энергоемкость перемешивания 0,75 кВт·ч/м³ для смесителей производительностью 60 м³/ч и 1 кВт·ч/м³ производительностью 5 м³/ч.

Разновидность принудительного перемешивания — виброперемешивание, при котором материал в процессе перемешивания подвергается одно-, двухчастотному вибрированию. Вибрационные бетоносмесители применяют для получения весьма жесткой бетонной смеси, в которой повышенная активизация цемента увеличивает на 10...15 % прочность бетона и ускоряет ее набор в процессе твердения.

Для приготовления газобетонных суспензий при производстве легких ячеистых бетонов применяют самоходные виброгазобетоносмесители портальной конструкции. На портале, перемещаемом по рельсам, на пружинных подвесках монтируют бункер с укрепленными вибраторами,

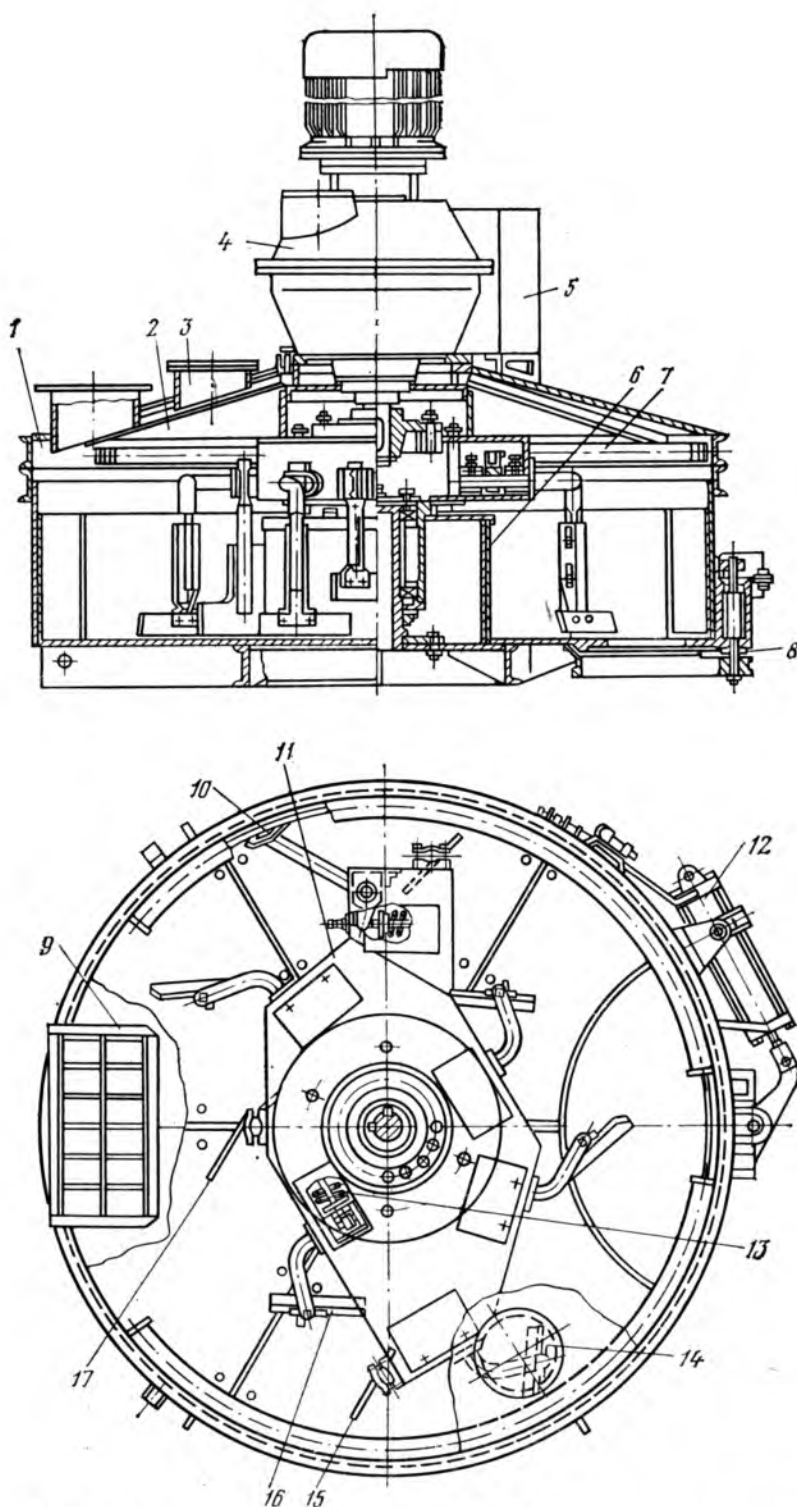


Рис. 160. Бетономеситель принудительного перемешивания циклического действия (СБ-93):

1 — барабан-чаша; 2 — крышка; 3 — вытяжной патрубок; 4 — мотор-редуктор; 5 — пульт управления; 6 — центральный стакан; 7 — сливная труба; 8 — разгрузочный затвор; 9 — загрузочный люк для заполнителей; 10 — наружный очистной скребок; 11 — ротор; 12 — пневмоцилиндр; 13 — пружина; 14 — загрузочный патрубок для цемента; 15 — верхняя лопасть; 16 — донная лопасть; 17 — внутренний очистной скребок.

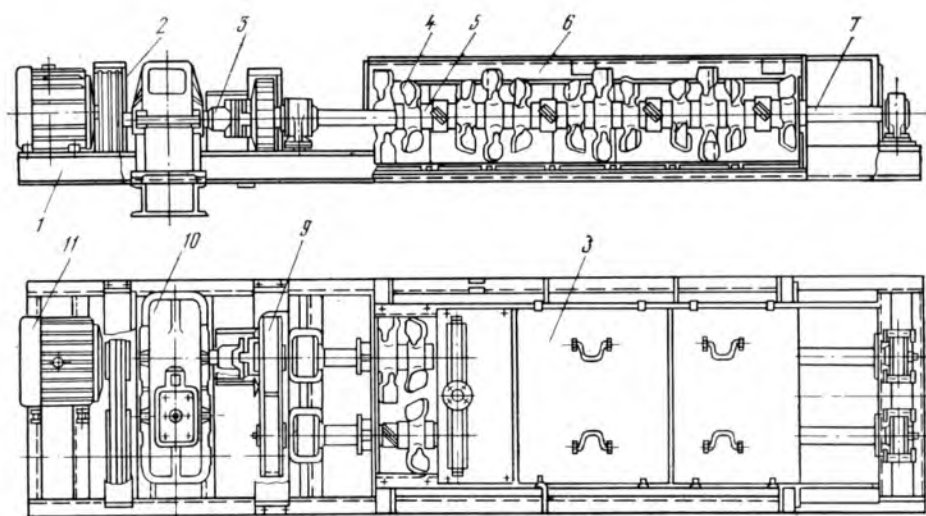


Рис. 161. Бетоносмеситель принудительного перемешивания непрерывного действия (СБ-75):

1 — рама; 2 — клиноременная передача; 3 — соединительная муфта; 4 — лопасти; 5 — распорные втулки; 6 — корпус смесителя; 7 — вал; 8 — смотровые люки; 9 — открытая зубчатая передача; 10 — редуктор; 11 — электродвигатель.

сообщающими ему высокочастотные колебания. Внутри бункера размещают лопастный вал. После активного перемешивания (около 1 мин) в смесь вводят алюминиевую суспензию и, не прекращая перемешивания, смесь быстро выводят из смесителя и укладывают в форму.

Для приготовления легкой бетонной смеси с керамзитом, пемзой и другими заполнителями применяют керамзитобетоносмесители, представляющие емкость, внутри которой вращаются вокруг своей оси и одновременно перекатываются по кругу решетчатые катки, выполненные в виде дисков и стержней. Решетчатые катки не только перемешивают смесь, но и измельчают частично пористые заполнители, обеспечивая более плотную компоновку заполнителя и приготовление высококачественной смеси.

Для приготовления строительных растворов, кроме смесителей принудительного перемешивания циклического и непрерывного действия, работающих по традиционным схемам, применяют турбулентные растворосмесители, в которых интенсивное движение смеси по сложной траектории достигается увеличенной частотой вращения центральных лопастных валов ($5...9 \text{ с}^{-1}$). Под действием центробежных сил частицы смеси отбрасываются к конусной стенке корпуса, движутся по ней вверх, а затем под действием сил тяжести стекают в центральную часть ротора.

Серийные турбулентные растворосмесители СБ-43, СБ-81 и РТ-1800 при объеме готового замеса 65, 900 и 1 800 л обеспечивают производительность 3, 50 и $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ при энергоемкости перемешивания $1...0,5 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$.

3. Бетоно- и растворосмесительные установки

В условиях рассредоточенного мелноративного строительства широко применяют серийные передвижные, быстро монтируемые бетоно-смесительные установки СБ-118, СБ-109 и СБ-78 производительностью 240, 120 и $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ для приготовления бетонной смеси бетоноукладочным машинам и универсальные бетоно- и растворосмесительные установки СБ-61, СБ-119, СБ-70-1 и СБ-75 производительностью 5, 7, 16 и $32 \text{ м}^3/\text{ч}$

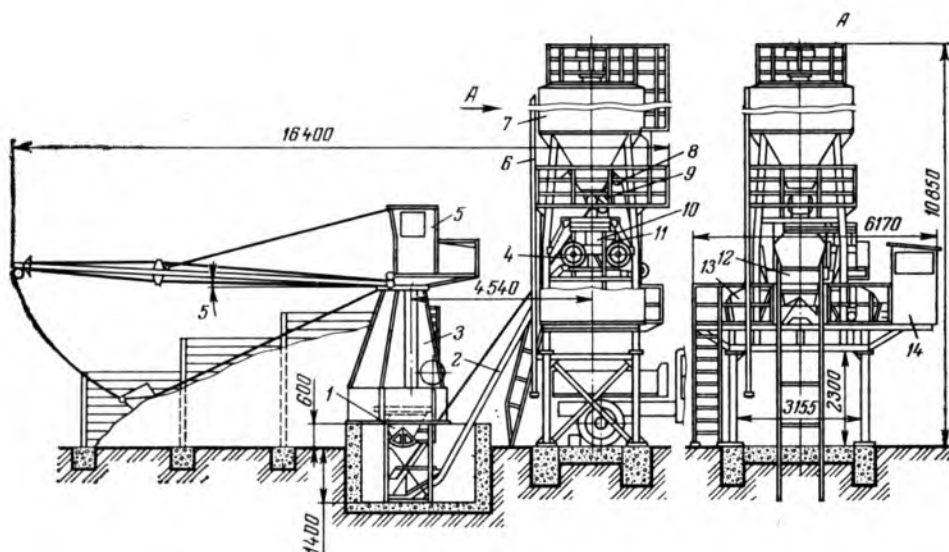


Рис. 162 Инвентарная бетоносмесительная установка СБ-10-1:

1 — дозатор заполнителей; 2 — скиповый подъемник; 3 — секторный распределитель заполнителей; 4 — смесительный блок на подвижной раме; 5 — стреловой скрепер; 6 — труба для загрузки цементного бункера; 7 — бункер цемента; 8 — направляющий блок канатного механизма подъема скипового ковша; 9 — двухбарабанный питатель цемента; 10 — дозатор воды; 11 — дозатор цемента; 12 — распределительная загрузочная воронка; 13 — бетоносмесители; 14 — кабина оператора. (Размеры в мм.)

для приготовления бетонной смеси и строительных растворов при строительстве гидротехнических сооружений на системах.

Инвентарная бетоносмесительная установка СБ-70-1 (рис. 162) состоит из смесительного блока с двумя гравитационными бетоносмесителями 13 с объемом готового замеса 500 л, секторного распределителя 3, обеспечивающего подачу четырех фракций заполнителей: мелкого щебня (5...20 мм), среднего щебня (20...40 мм), крупного щебня (40...70 мм) и песка, бункера цемента 7 и скипового подъемника 2.

Установка укомплектована дозаторами цемента ДЦ-200—11, воды ДЖ-200—10 и заполнителей ДИ-1200—1.

4. Основы теории и расчета бетоносмесителей

Эксплуатационная производительность бетоносмесителей циклического действия ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$P_3 = 3,6V k_{\text{вых}} k_v / (t_1 + t_2 + t_3 + t_4), \quad (411)$$

где V — вместимость барабана по загрузке, л (в 2...3 раза меньше геометрической вместимости); $k_{\text{вых}}$ — коэффициент выхода бетонной смеси; $k_{\text{вых}} = 0,65...0,67$ для бетонной смеси; $k_{\text{вых}} = 0,85...0,95$ для строительных растворов; t_1 — время загрузки, с; $t_1 = 10...15$ с при бункерном питании; $t_1 = 15...20$ с при загрузке скиповым ковшом; t_2 — время перемешивания, с (зависит от состава смеси, вместимости барабана и его конструктивных особенностей, устанавливается лабораторным путем и корректируется в связи с изменением характеристик заполнителей); $t_2 = 60...360$ с, не может быть уменьшено для повышения производительности без изменения подвижности смеси или создания условий для турбулентности потока; t_3 — время разгрузки, с; $t_3 = 10...30$ с; t_4 — время возврата барабана в исходное положение и закрытия затвора, с; $t_4 = 10...30$ с; для бетоносмесителей с постоянной осью вращения $t_4 = 0$; k_n — коэффициент использования машины по времени; $k_n = 0,8$.

Эксплуатационная производительность бетоносмесителей непрерывного действия ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$P_3 = 3600 S v_{\text{ос}} k_n k_v = 3600 \frac{\pi D^2}{4} \psi v_{\text{т}} k_1 k_2 k_n k_v, \quad (412)$$

где S — площадь поперечного сечения материала в смесителе, м^2 ; v_{oc} — скорость осевого перемещения смеси, м/с ; k_n — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения смеси по длине барабана; $k_n=0,9$; k_n — коэффициент использования машины по времени; $k_n=0,9$; D — диаметр смесительного барабана, м ; ψ — коэффициент заполнения барабана; $\psi=0,2...0,3$; v_T — теоретическая скорость осевого движения частиц по винтовой поверхности, м/с ; k_1 — коэффициент изменения осевой скорости движения смеси в результате неравномерного движения частиц относительно лопастей (обгон, возврат); $k_1=0,42...0,45$ для бетонной смеси; $k_1=0,35...0,42$ для растворов; k_2 — коэффициент, учитывающий прерывность винтовой поверхности лопастного вала; обычно $k_1 k_2 \approx 0,5$, то есть:

$$v_{oc} = v_T k_1 k_2 \approx 0,5 v_T. \quad (413)$$

В предварительных расчетах теоретическую скорость (м/с) определяют по формуле:

$$v_T = \pi D_n \operatorname{tg} \beta n_n,$$

где D_n — диаметр лопастного вала, м ; β — угол подъема винтовой поверхности, образуемой лопастями; $\beta=40...45^\circ$; n_n — частота вращения лопастного вала, с^{-1} ; $n_n=0,6...1,0 \text{ с}^{-1}$.

Повысить производительность бетоносмесителей непрерывного действия можно путем увеличения осевой скорости перемещения смеси, которое может быть достигнуто изменением D_n и n_n . Оптимальная частота вращения лопастного вала $n_n=0,6...1,0 \text{ с}^{-1}$ должна быть проверена из условия максимальных окружных скоростей: $v_n = \pi D_n n_n \leq 2,5...3,0 \text{ м/с}$, так как увеличение частоты вращения лопастных валов может привести к отбрасыванию частиц бетонной смеси к периферии барабана.

Осевая скорость перемещения смеси должна соответствовать требуемому времени на перемешивание t_2 : $L/v_{oc} \geq t_2$, где L — длина бетоносмесителя непрерывного действия. Рекомендуется $L/D=2,2...2,5$ для гравитационных бетоносмесителей и $L/D=5,5...7,0$ для лопастного смесителя с горизонтальной осью.

Расчет мощности двигателя бетоносмесителя рассмотрим применительно к бетоносмесителям с гравитационным (рис. 163, а) и принудительным (рис. 163, б) перемешиванием, работающим в циклическом режиме. Для бетоносмесителей циклического действия отношение L/D зависит от вместимости по загрузке V и находят по графикам (рис. 163, в).

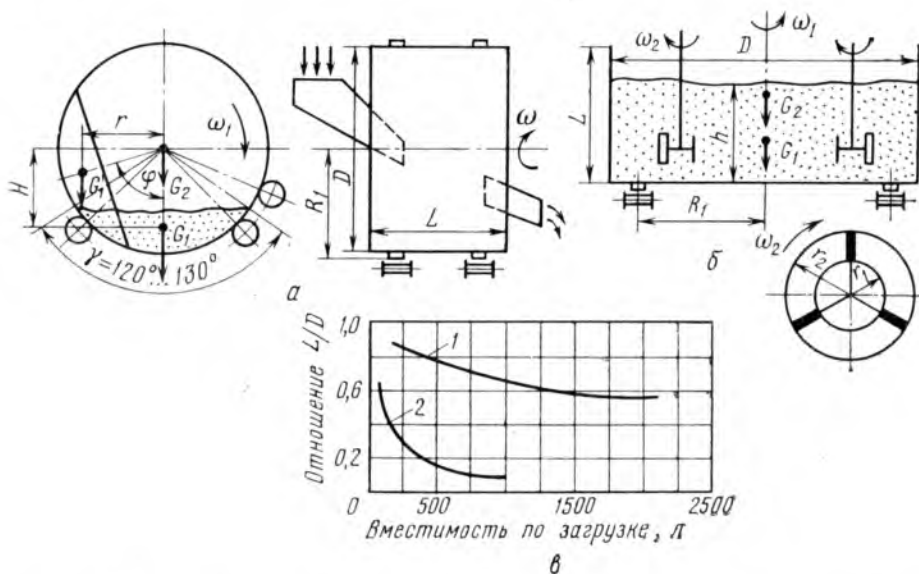


Рис. 163. Расчетные схемы бетонорастворосмесительных барабанов:

а — гравитационного перемешивания; б — принудительного противоточного перемешивания; в — графическая зависимость отношения L/D от вместимости по загрузке V ; 1, 2 — свободное и принудительное перемешивание.

Предельные угловые скорости вращения барабанов и лопастных валов ω_2 определяются условиями нормальной работы смесителей.

Рассматривая условия равновесия материальных частиц на стенках барабана и на лопасти, получаем:

для бетоносмесителя с гравитационным перемешиванием

$$\left(m \frac{D}{2} \omega_1^2 + mg \cos \varphi\right) f_6 \leq mg \sin \varphi \text{ или } \omega_1 \approx \frac{2}{\sqrt{D}}; \quad (414)$$

для бетоносмесителя с принудительным перемешиванием

$$m \frac{D}{2} \omega_1^2 f_6 \leq mg \text{ или } \omega_1 \approx \frac{1}{\sqrt{D}}; \quad (415)$$

для лопасти вертикального смесителя

$$m \frac{r_1 + r_2}{2} \omega_2^2 \leq mg f_6 + mg f_6^2$$

$$\text{или } \omega_2 \leq \sqrt{2gf_6(1 + f_6)/(r_1 + r_2)};$$

для лопасти горизонтального смесителя

$$m \frac{D_{\text{л}}}{2} \omega_2^2 \leq mg \cos \alpha f_6 + mg \sin \alpha$$

$$\text{или } \omega_2 \leq \sqrt{2(f_6 \cos \alpha + \sin \alpha)g/D_{\text{л}}},$$

где m — масса материальной частицы, кг; $g=9,81$ м/с² — ускорение свободного падения; D — диаметр барабана, м; φ — средний угол подъема материала в бетоносмесителях; $\varphi=35...40^\circ$; ω_1, ω_2 — угловые скорости вращения соответственно барабана и лопастного вала, рад/с; f_6 — коэффициент трения бетонной смеси о барабан; $f_6=0,70...0,85$; r_1, r_2 — внутренний и наружный радиусы лопасти, м; $D_{\text{л}}$ — диаметр лопасти, м; α — угол выхода лопасти из горизонтальной плоскости уровня бетонной смеси.

Мощность двигателя привода барабана (кВт):

$$N_1 = M \omega_1 \cdot 10^{-3} \eta_1^{-1}, \quad (416)$$

где M — вращающий момент на валу барабана, Н·м; ω_1 в рад/с; η_1 — механический КПД привода барабана; $\eta_1=0,85...0,90$;

$$M = M_1 + M_2 + M_3, \quad (417)$$

M_1, M_2, M_3 — вращающие моменты соответственно сил трения барабана на опорных роликах, неуравновешенной части бетонной смеси (для бетоносмесителей принудительного перемешивания $M_2=0$) и сил трения бетонной смеси о дно барабана (для гравитационных бетоносмесителей $M_3=0$), Н·м;

$$M_1 = (G_1 + G_2) f R_1, \quad (418)$$

G_1 — сила тяжести бетонной смеси в барабане, Н; $G_1 = V k_{\text{вых}} \gamma_6$; $V k_{\text{вых}}$ — объем готового замеса, м³; γ_6 — удельный вес бетонной смеси, Н/м³; $\gamma_6 = (17,3...21,0) \cdot 10^9$ Н/м³; G_2 — сила тяжести барабана, Н; $G_2 = (0,6...0,7) G_1$; R_1 — радиус бандажа, м; $R_1 = (0,52...0,55) D$ для гравитационных бетоносмесителей; $R_1 = (0,40...0,45) D$ для бетоносмесителей принудительного перемешивания; f — объединенный коэффициент трения качения роликов по беговым дорожкам и в цапфах; $f=0,02...0,03$;

$$M_2 = G'_1 r = G'_1 H \sin \varphi, \quad (419)$$

G'_1 — сила тяжести неуравновешенной части бетонной смеси, Н; $G'_1 = (0,7...0,8) G_1$; r — плечо, м; H — расстояние от оси до центра тяжести бетонной смеси, м; $H = (0,32...0,34) D$.

Условно принимают, что внутренние вращающиеся и неподвижные лопасти останавливают 2/3 массы бетонной смеси или раствора относительно барабана, но так как барабан вращается, то возникает момент (Н·м):

$$M_3 = \frac{2}{3} G_1 f_6 \frac{D}{4}. \quad (420)$$

Мощность двигателя привода лопастных валов (кВт):

$$N_2 = M_4 \omega_2 z \cdot 10^{-3} \eta_2^{-1}, \quad (421)$$

где M_4 — вращающий момент на лопастном валу, Н·м; ω_2 в рад/с; z — число однотипных лопастных валов в смесителе (обычно $z=1...4$); η_2 — механический КПД привода лопастного вала; $\eta_2=0,7...0,8$.

По упрощенной методике расчета смесителей принудительного перемешивания (Дорожные машины, 1982) все виды сопротивлений (лобовые, инерционные, трение о лопасти и стенки и др.) оцениваются одним опытным коэффициентом $k_d=64...83$ кПа для жесткой бетонной смеси и $k_d=29...39$ кПа для жесткого раствора.

Для смесителей с лопастями одинакового размера:

$$M_4 = k_d b (r_2^2 - r_1^2) k_n z_d / 2;$$

если лопасти размещаются на разных радиусах и под разными углами:

$$M_4 = 0,5 k_d k b \sum_{i=1}^{i=z_d} b_i (r_{2i}^2 - r_{1i}^2), \quad (422)$$

где b — проекция ширины лопасти на плоскости, перпендикулярную к направлению вращения; r_2, r_1 — радиусы наружной и внутренней кромок лопасти, м; k_n — коэффициент, учитывающий погружение лопасти в смесь при перемешивании; $k_n=0,6...0,7$; в смесителях, у которых лопасти полностью погружены в смесь, $k_n=1,0$; z_d — число однотипных лопастей на валу.

Глава XXIV. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ БЕТОННОЙ СМЕСИ И СТРОИТЕЛЬНЫХ РАСТВОРОВ

Основное требование к транспортирующим машинам — доставка бетонной смеси и растворов к месту укладки без ухудшения их качества (исключение потерь цементного раствора и сохранение однородности, консистенции, заданного состава и температуры) в сроки, позволяющие до начала схватывания уложить и уплотнить бетонную смесь.

В зависимости от условий строящегося объекта, интенсивности и технологии бетонирования применяют автомобильный, железнодорожный, плавучий, конвейерный, крановый, насосный, пневматический транспорт.

Бетонную смесь подают в тело сооружения теми же средствами доставки или перегружают в другое оборудование (бадья, бетононасосы, спускные желоба, виброхоботы, ленточные и вибрационные конвейеры). При подаче смеси допускается сочетать несколько видов перечисленных средств.

Запрещается укладывать в сооружение расслоившуюся бетонную смесь (щебень и гравий оседают вниз, а отделившиеся цементное молоко и вода выступают на поверхности), ее необходимо вновь перемешать до полного восстановления однородности.

1. Автобетоновозы и автобетоносмесители

Автобетоновозы обеспечивают доставку бетонной смеси на расстояние до 30 км. Серийные автобетоновозы СБ-113 и СБ-124, смонтированные на базе автомобилей ЗИЛ-130 и КамАЗ-5511, могут перевозить до 1,7 и 4,0 м³ смеси.

На шасси автомобиля устанавливают подрамник с выносными кронштейнами, к шарнирам которого присоединяется цельнометаллический кузов, закрываемый сверху крышкой для предохранения бетонной смеси от атмосферных осадков, высыхания на солнце и сохранения за-

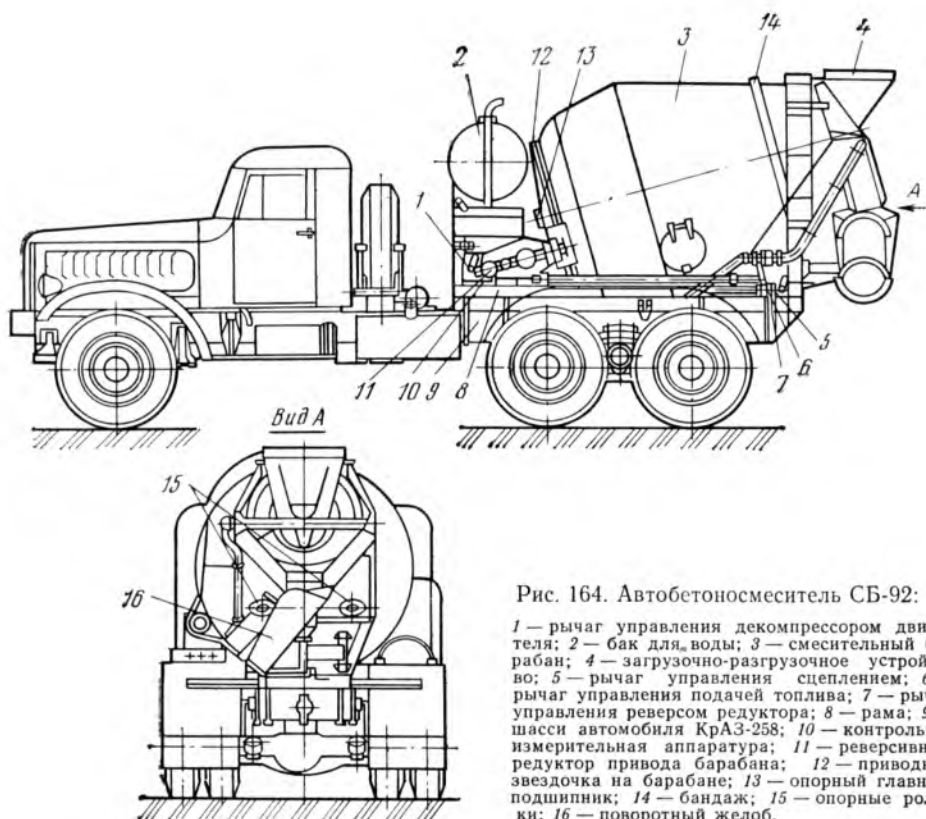


Рис. 164. Автобетоносмеситель СБ-92:

1 — рычаг управления декомпрессором двигателя; 2 — бак для воды; 3 — смесительный барабан; 4 — загрузочно-разгрузочное устройство; 5 — рычаг управления сцеплением; 6 — рычаг управления подачей топлива; 7 — рычаг управления реверсом редуктора; 8 — рама; 9 — шасси автомобиля КрАЗ-258; 10 — контрольно-измерительная аппаратура; 11 — реверсивный редуктор привода барабана; 12 — приводная звездочка на барабане; 13 — опорный главный подшипник; 14 — бандаж; 15 — опорные ролики; 16 — поворотный желоб.

данного температурного режима. Гидравлическое опрокидывающее устройство (угол наклона днища кузова при выгрузке 60 и 85°), управляемое двумя гидроцилиндрами, обеспечивает подъем кузова до крайнего верхнего положения, встряхивание, остановку и опускание кузова в транспортное положение. На автобетоновозе СБ-124 имеются два задних аутригера.

Автобетоносмесители служат для быстрой доставки готовых бетонных смесей или для приготовления бетонной смеси из сухих отдозированных, загружаемых на бетонных заводах компонентов в пути следования или на строительном объекте. При приготовлении бетонной смеси барабан вращается с частотой 0,2...0,3 с⁻¹, при транспортировании для исключения расслоения барабан периодически вращается с частотой 0,07...0,10 с⁻¹, а при выгрузке вращается в обратном направлении с частотой 0,10...0,20 с⁻¹, обеспечивая темп выгрузки 0,5; 1,0 и 2,0 м³/мин при подвижности бетонной смеси 2, 5 и 8 см.

Автобетоносмесители СБ-69Б и СБ-92 (рис. 164), смонтированные на базе автомобилей МАЗ-503 и КрАЗ-258, имеют объем готового замеса 2,6 и 4,0 м³.

Смесительный барабан 3 установлен под углом 15° к горизонту на трех опорных точках: опорный главный подшипник 13 в передней части и два опорных ролика 15, на которые опирается бандаж 14-го барабана. Барабан имеет форму двух усеченных конусов, сваренных между собой большими основаниями. Со стороны кабины барабан закрыт сферическим днищем, в которое вварены цапфа и приводная звездочка 12. Внутри барабана вмонтированы две винтовые лопасти правого и левого вращения, обеспечивающие гравитационное перемешивание бетонной смеси при прямом вращении и выгрузку барабана при его реверсировании.

Привод с силовым оборудованием смонтирован на шасси автомобиля и включает дизель мощностью 39 кВт, сцепление, реверсивный редуктор 11 с выходной цепной звездочкой. Этот же двигатель через клиноременную передачу приводит в движение центробежный насос, подающий воду из бака 2 в барабан. В систему подачи воды последовательно включен объемный дозатор воды (счетчик-водомер). Заправка бака водой совмещается во времени с загрузкой барабана сыпучими составляющими.

Барабан при его реверсивном вращении разгружает готовую смесь через загрузочно-разгрузочное устройство, включающее неподвижную воронку, складной лоток и поворотный желоб 16 для отвода бетонной смеси в сторону. Пульт управления с рычагами 5, 6 и 7 установлен в задней части рамы 8, а контрольно-измерительная аппаратура 10 — в передней.

При работе при отрицательной температуре барабан бетоносмесителя утепляют.

2. Бетоно- и растворонасосы

Бетоно- и растворонасосы осуществляют горизонтальное (до 300 м) или вертикальное (до 40 м) перемещение бетонной смеси или раствора в пределах строительной площадки по трубчатому звеньевому бетоноводу производительностью 5...40 м³/ч.

Применение бетоновода при возведении монолитных сооружений в стесненных условиях и труднодоступных местах уменьшает трудоемкость работ, себестоимость и повышает подачу, исключая ручной труд на операциях по приемке, перемещению и распределению бетонной смеси по бетонируемой поверхности.

Достоинства бетоно- и растворонасосов: сохранение пластичности и однородности смеси, отсутствие ее потерь, совмещение горизонтального и вертикального транспорта независимо от рельефа местности и конфигурации сооружения, простота устройства, компактность, мобильность.

Их недостатки: ограниченный радиус действия, невозможность транспортирования смесей с крупными заполнителями, возникновение пробок в бетоноводах, необходимость тщательной промывки бетоно- и растворонасосов и бетоноводов с потреблением большого количества воды, резкое возрастание энергоемкости транспортирования при переходах на вертикальные участки.

Бетоно- и растворонасосы выполняют поршневыми, беспоршневыми, диафрагменными и ротационными. Они бывают стационарные, передвижные и на автомобильном шасси.

По конструктивному исполнению клапанов бетоно- и растворонасосы бывают с клапанами свободного действия (плавающими) и с клапанами принудительного действия, открываемыми и закрываемыми при помощи гидроцилиндров, кулисных и других механизмов.

По способу воздействия плунжера на смесь насосы бывают непосредственного воздействия и через промежуточные жидкости (плунжер воздействует на смесь через промежуточную жидкость, отделенную от смеси резиновой диафрагмой).

Бетоновод, состоящий из отдельных звеньев длиной 3 м, соединяемых быстроразъемными замками, должен быть прочным, воздухо- и водонепроницаемым, легко монтироваться и демонтироваться на отдельные звенья. Его эксплуатация регламентирована правилами Госгортехнадзора.

При устройстве линий бетоновода следует учитывать, что различные его участки создают разные сопротивления движению бетонной смеси. Все сопротивления переводят на эквивалентные длины горизонтального бетоновода, принимаемые за 1 м, тогда 1 м вертикального бе-

тоновода, колена под углом 90° , 45° и $22^\circ 30'$ будут иметь соответственно 8, 12, 7 и 4 м.

С помощью эквивалентных длин определяют приведенную длину горизонтального бетоновода, которая не должна превышать дальности транспортирования по горизонтали, указанной в паспорте бетоно- и растворонасоса.

Во избежание образования пробок перед подачей бетонной смеси бетоновод увлажняют и смачивают, пропуская известковый или цементный раствор (в зимний период подогретые). Чтобы раствор продвигался полным сечением, в бетоновод вставляют пыж из мешковины, бумаги или войлока, заливают порцию раствора и устанавливают второй пыж. Бетонная смесь, подаваемая по бетоноводу, давит на задний пыж и продвигает заключенную между двумя пыжами порцию раствора.

После окончания бетонирования бетоновод очищают и промывают водой (зимой подогретой) с помощью двух банников с резиновой манжетой и двух пыжей, один из которых устанавливают между банниками, а другой — перед первым банником. Вода, подаваемая бетоно- и растворонасосом (или специальным водяным насосом под давлением 1...2 МПа), проталкивает банники и пыжи, очищая бетоновод. После промывки воду удаляют, устраивая спускной клапан в самом низком участке бетоновода.

При переходе от горизонтального участка к вертикальному в бетоновode монтируют игольчатый клапан или шиберную заслонку для предотвращения обратного хода бетонной смеси при перерывах в подаче. При температуре окружающего воздуха минус $3...5^\circ\text{C}$ бетоновод утепляют теплоизоляционными материалами и параллельно бетоноводу прокладывают трубопровод с горячей водой или паром.

Поршневой бетононасос с механическим приводом поршня и клапанных механизмов (рис. 165) имеет приемный бункер 6, в котором постоянно вращается лопастный вал 5 для сохранения однородности бетонной смеси и предотвращения ее расслоения. Из бункера смесь с помощью вала побудителя 7, выполненного в виде лопастей бетоносмесителя и препятствующего пробкообразованию в узкой части бункера, поступает через открытый всасывающий клапан 8 в рабочий цилиндр 11 бетононасоса. Поршень 12 совершает возвратно-поступательное движение при помощи кривошипно-шатунного механизма, коленчатый вал 2 которого приводится во вращение основным двигателем 13. При движении поршня влево (положение I) происходит всасывающий ход, при движении вправо (положение II) — нагнетательный ход.

Недостатки поршневого бетононасоса — повышенный износ поршневой группы и клапанных механизмов, пульсация бетоновода.

Промышленность выпускает бетононасосы СБ-9 и СБ-7 производительностью 10 и $40\text{ м}^3/\text{ч}$, частота вращения коленчатого вала 0,83 и $0,69\text{ с}^{-1}$, диаметры рабочих цилиндров 0,15 и 0,28 м, ход поршня 0,25 и 0,40 м, дальность транспортирования по горизонтали 250 м, по вертикали 40 м, максимальная крупность фракций 40 и 120 мм.

Поршневые бетононасосы с гидравлическим приводом имеют шиберные плоские или поворотные затворы-клапаны или качающийся хоботообразный бетоновод. Наличие гидропривода предохраняет машину от перегрузок при заклинивании зерен крупного заполнителя, уменьшает пульсацию бетоновода благодаря постоянной скорости поршней, позволяет регулировать производительность в широких диапазонах, работать на более высоких давлениях (до 10...20 МПа) и транспортировать жесткие бетонные смеси с осадкой конуса не менее 2 см и зернистостью фракций до 70 мм.

Поршневые бетононасосы изготавливают с одним или двумя рабочими гидроцилиндрами. Использование двух рабочих цилиндров снижает динамические нагрузки, делает более равномерным поступление бетонной смеси и повышает объемную подачу.

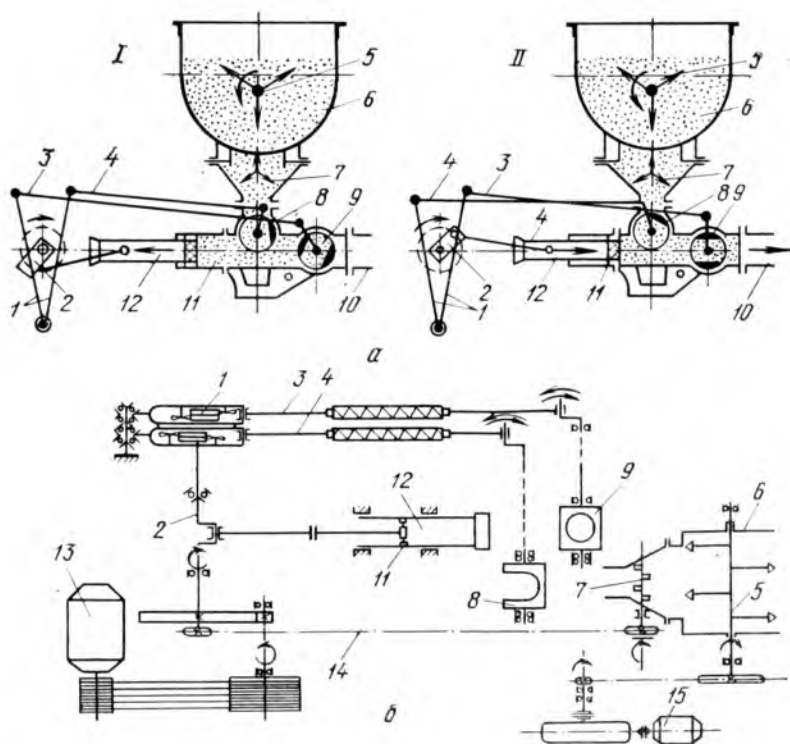


Рис. 165. Поршневой бетононасос с механическим приводом:

а — схема работы; *б* — кинематическая схема; 1 — кулисный механизм привода клапанов; 2 — коленчатый вал; 3, 4 — пружинные тяги; 5 — лопастный вал; 6 — приемный бункер; 7 — вал побудителя; 8 — всасывающий клапан; 9 — нагнетательный клапан; 10 — бетоновод; 11 — рабочий цилиндр; 12 — поршень; 13 — основной электродвигатель; 14 — цепная передача привода побудителя; 15 — электродвигатель привода лопастного вала.

Диаметры рабочих цилиндров поршневых бетононасосов с гидравлическим приводом составляют 150...230 мм. Ход поршней до 1,5 м, частота ходов 0,5...0,6 с⁻¹, подача — 40...120 м³/ч.

Отличительная особенность поршневых бетононасосов с гидравлическим приводом — устройство клапанов и соединение рабочих цилиндров с бункером-питателем и бетоноводом.

На рисунке 166 представлены принципиальные схемы действия двухцилиндровых поршневых бетононасосов с гидравлическим приводом.

В бетононасосах с плоскими шиберными затворами-клапанами (рис. 166, *а*) поршневая группа, состоящая из правого 4 и левого 5 (по ходу бетоновода) рабочих цилиндров, поочередно выполняет всасывающий II и нагнетательный I ход. Движению поршней в необходимом направлении соответствует движение шиберных затворов-клапанов 2 и 3. При всасывающем ходе правого рабочего цилиндра 4 шиберный затвор-клапан 2 перекрывает доступ к бетоноводу 1, но открывает шиберный затвор-клапан 3 и бетонная смесь из приемного бункера поступает в поршневую полость правого рабочего цилиндра 4. Одновременно левый рабочий цилиндр 5 осуществляет нагнетательный ход I, при этом шиберный затвор-клапан 3 закрывает доступ бетонной смеси из приемного бункера, а шиберный затвор-клапан 2 открывает связь бетоновода 1 с левым рабочим цилиндром 5. При смене положений поршней в рабочих цилиндрах 4 и 5 автоматически, с помощью гидроцилиндров, переключаются шиберные затворы-клапаны 2 и 3. Поршни рабочих цилиндров 4 и 5 приводятся в движение штоками гидравлических цилиндров, синхронно работающих с гидроцилиндрами управления шиберными затворами-клапанами.

Недостаток рассмотренной схемы — повышенное число соединительных регулируемых затворов-клапанов, уменьшающих надежность установки.

Двухпоршневой бетононасос с качающимся шибером (рис. 166, б) имеет один подвижный элемент — качающийся шиберный затвор-клапан 6, который поочередно соединяет бетоновод 1 с левым рабочим цилиндром 5 (нагнетательный ход I) или с правым рабочим цилиндром 4 (нагнетательный ход II). Поршни рабочих цилиндров 4 и 5 соединены со штоками гидравлических цилиндров 7. Одновременно при этом приемный бункер с бетонной смесью соединяется поочередно непосредственно либо с поршневой полостью рабочего цилиндра 4 (всасывающий

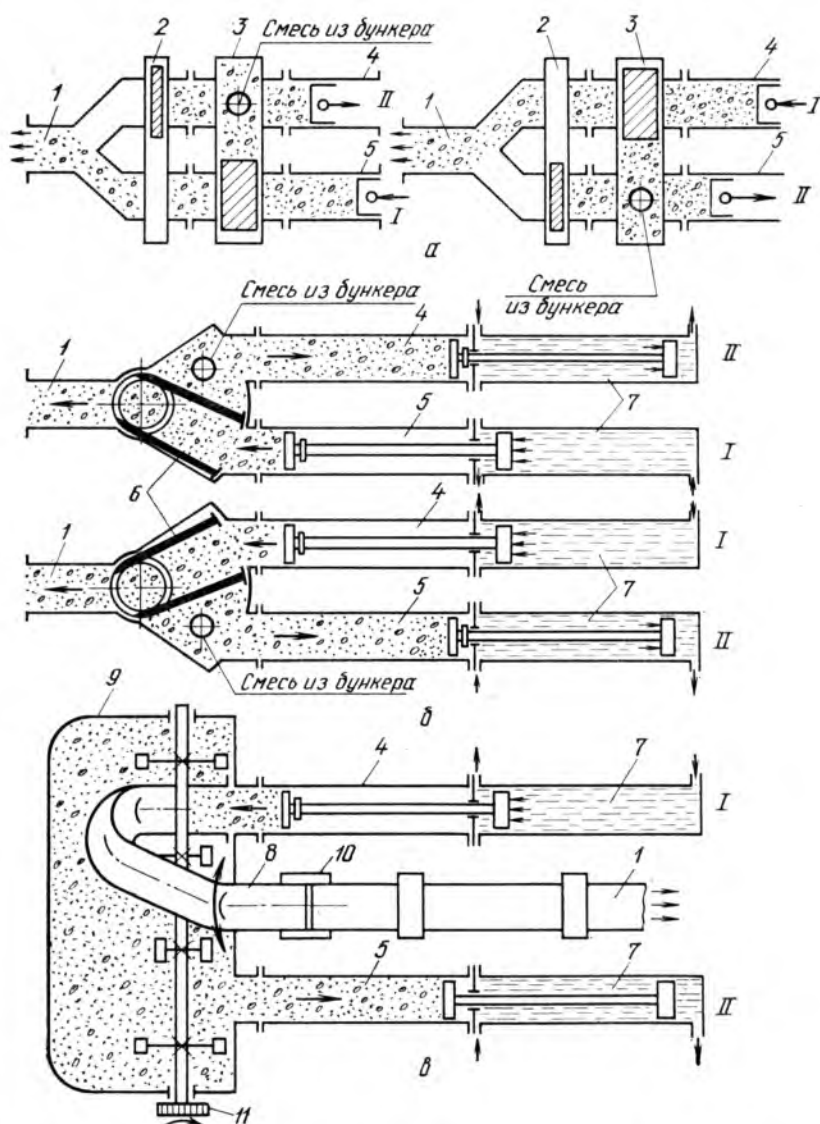


Рис. 166. Принципиальные схемы действия двухцилиндровых поршневых бетононасосов с гидравлическим приводом и с клапанами:

а — плоскими шиберными затворами-клапанами; б — качающимся шибером; в — хоботообразным качающимся бетоноводом; I, II — нагнетательный и всасывающий ход поршня; 1 — бетоновод; 2 — плоский шиберный затвор-клапан перекрытия бетоновода; 3 — плоский шиберный затвор-клапан перекрытия приемного бункера; 4, 5 — правый и левый рабочие цилиндры; 6 — качающийся шиберный затвор-клапан; 7 — гидравлические цилиндры; 8 — качающийся хоботообразный бетоновод; 9 — приемный бункер; 10 — цилиндрический шарнир с сальниковыми уплотнителями; 11 — вал побудителя.

ход II), либо с поршневой полостью рабочего цилиндра 5 (всасывающий ход II).

Роль шиберного затвора-клапана может выполнять и качающийся бетоновод 8 (рис. 166, в), который поочередно соединяется либо с рабочим цилиндром 4 при нагнетательном ходе I, либо с рабочим цилиндром 5 также при нагнетательном ходе I. Качающийся хоботообразный бетоновод 8 с помощью цилиндрического шарнира 10 с сальниковыми уплотнителями соединяется с неподвижным бетоноводом 1. Рабочие поршни цилиндров 4 и 5 приводятся гидроцилиндрами двойного действия 7.

Качающиеся шиберный затвор-клапан 6 и хоботообразный бетоновод 8 перемещаются в нижней части приемного бункера 9 с бетонной смесью, при этом в бункере устанавливают лопастный вал побудителя 11, исключающий расслоение и пробкообразование бетонной смеси.

Плоские шиберные затворы-клапаны 2 и 3, качающиеся шиберный затвор-клапан 6 и бетоновод 8 приводятся в движение гидроцилиндрами, работающими синхронно с гидравлическими цилиндрами 7.

Попадание частиц бетонной смеси из штоковых полостей рабочих цилиндров 4 и 5 в гидроцилиндры предотвращается водяной рубашкой промывочного резервуара, откуда периодически выгружаются шламовые остатки и загрязнения.

Для снижения пульсации применяют также ротационные бетононасосы, выдающие бетонную смесь небольшими порциями из карманов быстро вращающегося ротора, и беспоршневые (экструзионные) бетононасосы. В последних рабочая часть бетоновода выполнена из эластичного, повышенной прочности синтетического материала, а бетонная смесь из внутренних полостей вытесняется вращающимися резиновыми роликами. Благодаря герметичности во всасывающей линии бетоновода создается разрежение, и бетонная смесь из приемного бункера с валом побудителя поступает в эластичный бетоновод.

Отечественная промышленность выпускает бетононасос СБ-95. Подача 4...25 м³/ч, ход поршня 1,0 м, диаметр рабочего цилиндра 220 мм. Максимальное давление в рабочем цилиндре 4,0 МПа. Все сборочные единицы бетононасоса смонтированы на сварной раме, а он укомплектован трехсекционной стрелой, несущей на себе бетоновод. Стрела крепится на поворотной платформе и может вращаться вокруг вертикальной оси. Длина стрелы 19 м, высота подачи бетонной смеси стрелой 21 м, максимальная крупность заполнителя 40 мм.

Путем изменения гидравлическими цилиндрами угла наклона между звеньями бетоновода достигается возможность подачи бетонной смеси к месту укладки без монтажа бетоновода.

На рисунке 167 представлена схема диафрагменного растворонасоса с шаровыми плавающими клапанами. Плунжер 10 насоса приводится в движение электродвигателем 9 через открытую зубчатую передачу 8 и кривошипно-шатунный механизм 7. Перемещение плунжера в промежуточной камере 11, заполненной рабочей жидкостью (водой), создает давление или разрежение в рабочей камере 3.

При рабочем ходе плунжера плоская резиновая диафрагма 12, установленная между рабочей и промежуточной камерами, выгибается в сторону раствора и выдавливает его через нагнетательный клапан 2 в воздушный компенсационный колпак 4.

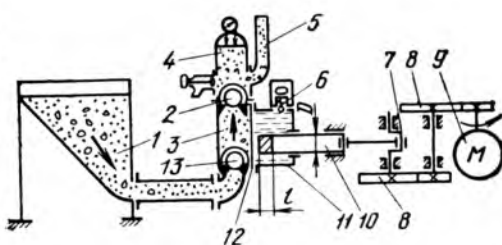


Рис. 167. Схема диафрагменного растворонасоса с шаровыми плавающими клапанами:

1 — бункер; 2, 13 — шаровые плавающие нагнетательный и всасывающий клапаны; 3 — рабочая камера; 4 — воздушный компенсационный колпак; 5 — бетоновод; 6 — предохранительный клапан с заливной воронкой; 7 — кривошипно-шатунный механизм; 8 — открытая зубчатая передача; 9 — электродвигатель; 10 — плунжер; 11 — промежуточная камера с рабочей жидкостью; 12 — плоская резиновая диафрагма.

При обратном ходе плунжера диафрагма выгибается в сторону промежуточной камеры, создавая условия для поступления раствора из бункера 1 через всасывающий клапан 13 в рабочую камеру. Нагнетательный клапан при этом закрыт.

Всасывающий и нагнетательный клапаны работают только под действием сил тяжести, поэтому их размер и масса должны находиться в определенном соответствии с физико-механическими свойствами перекачиваемого раствора.

Воздушный компенсационный колпак 4 с манометром, имеющий значительно больший объем, чем порция, подаваемая за один ход плунжера, служит для уменьшения пульсации при поступлении раствора в бетоновод 5 и придания потоку большей равномерности. Раствор, быстро выталкиваемый диафрагмой в воздушный колпак, сжимает находящийся там воздух, который при обратном ходе плунжера вытесняет раствор в бетоновод.

В нижней части воздушного колпака установлен перепускной кран для выпуска раствора и снижения давления воздуха. Предохранительный клапан 6 предназначен для предотвращения возникновения давления выше допустимого (1,0...1,5 МПа), которое возникает при закупорке бетоновода и других неисправностях. Выливаемая через клапан вода уменьшает давление в камере, что вызывает снижение подачи растворонасоса или ее прекращение, хотя плунжер и будет совершать возвратно-поступательное движение. Вода в камеру 3 заливается через заливную воронку, установленную на клапане.

Кроме плоской диафрагмы, растворонасосы могут оборудоваться цилиндрической диафрагмой, внешняя часть которой омывается водой, а внутренняя — выполняет роль рабочей камеры. Такие растворонасосы имеют большую подачу, чем растворонасосы с плоской диафрагмой, которые более компактны, а изготовление их диафрагмы не представляет трудности.

Достоинства диафрагменных растворонасосов: долговечность поршневой группы, так как плунжер не соприкасается с раствором, точность действия предохранительных устройств, компактность и малая масса.

Недостатки: низкий КПД, частые разрывы диафрагмы, невозможность перекачивания густых растворов.

Промышленность выпускает диафрагменные растворонасосы подачей 2,4 и 6 м³/ч, на предельную дальность транспортирования растворов с осадкой конуса не менее 8...10 см по горизонтали 100...125 м или вертикали 25...40 м.

В бездиафрагменных растворонасосах раствор подается в бетоновод непосредственно плунжером, который скользит по сальниковым уплотнениям и имеет легко сменяемую рубашку, заменяемую по мере износа. Расходный бункер таких растворонасосов располагается над всасывающим клапаном, и раствор в рабочую камеру поступает под действием собственного веса и разрежения в камере.

Основное преимущество — возможность перекачивания густых растворов с осадкой конуса 3...6 см.

Эксплуатационную производительность (м³/ч) поршневых бетоно- и растворонасосов определяют по формуле:

$$P_p = 3600 \pi r_c^2 l_1 n k_n k_b, \quad (423)$$

где r_c — радиус рабочего цилиндра, м; l_1 — длина хода поршня, м; $l_1 = 0,2...0,4$ м и $l_1 = 1,0...1,5$ м в бетоно- и растворонасосах с механическим и гидравлическим приводом; n — частота хода поршня, с⁻¹; k_n — коэффициент объемного наполнения цилиндра; $k_n = 0,7...0,8$ для бетонных смесей; $k_n = 0,80...0,85$ для строительных растворов; k_b — коэффициент использования бетоно- и растворонасоса по времени; $k_b = 0,50...0,75$.

Мощность (кВт), потребная для механического привода бетоно- и растворонасоса (рис. 165) с двумя электродвигателями

$$N = N_{осн} + N_{лоп} \quad (424)$$

или

$$N = \frac{1}{\eta_1} (N_1 + N_2 + N_3) + \frac{1}{\eta_2} N_4, \quad (425)$$

где $N_{осн}$, $N_{лоп}$ — мощность основного и лопастного двигателей; N_1 , N_2 , N_3 , N_4 — мощность, расходуемая соответственно на привод вала побудителя, клапанов, поршня и лопастного вала, кВт; N_1 , N_4 определяют по формуле (421); η_1 , η_2 — механический КПД кривошипного и лопастного валов;

$$N_2 = 10^{-3} M \omega = 10^{-3} \sum_{i=1}^{i=2} F_i l_i \omega, \quad (426)$$

M — момент на коленчатом валу от усилий в тягах привода клапанов, Н·м; ω — угловая скорость коленчатого вала, рад/с; F_i — усилие в соответствующей тяге (принимается по характеристике пружины, размещенной в тяге), Н; l_i — плечо действия силы F_i , м;

$$N_3 = 10^{-3} \pi r_{\kappa}^2 p \omega r_{\kappa}, \quad (427)$$

r_{κ} — радиус кривошипа, м; $r_{\kappa} = 0,5 l_1$; p — давление на поршень, Н/м²; $p = p_1 + p_2 + p_3$; p_1 — гидростатическое давление от столба бетонной смеси на вертикальном участке, Н/м²; $p_1 = \gamma_6 H$; γ_6 — сила тяжести транспортируемой бетонной смеси, Н/м³; H — высота подъема бетонной смеси, м; p_2 — давление от инерционных сил, сообщаемых поршнем бетонной смеси, Н/м²; принято считать, что эти силы действуют на половине длины бетоновода; $p_2 = 0,5 \gamma_6 \omega^2 r_{\kappa} l$; l — полная длина бетоновода, м; $l = L + H$; L — длина горизонтального участка, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; $g = 9,81$ м/с²; p_3 — давление, обусловленное гидравлическими сопротивлениями, Н/м²; ориентировочно $p_3 = (2...4) \cdot 10^5$ Н/м², уточняется по гидравлическим расчетам.

Автобетононасос СБ-126 (рис. 168) с гидравлическим приводом предназначен для транспортирования свежеприготовленных бетонных смесей с осадкой конуса не менее 4...8 см. Производительность 5...65 м³/ч и дальность транспортирования по горизонтали до 400 м и вертикали до 80 м в условиях умеренного климата и положительных температур. Он смонтирован на базе автомобиля КаМАЗ-53213 и имеет две основные сборочные единицы: распределительную стрелу 2, состоящую из трех шарнирно-сочлененных секций с монтируемым на них бетоноводом с концевым гибким шлангом, управляемых гидроцилиндрами через рычажные системы, с поворотным устройством 10, и поршневой бетононасос с гидроприводом рабочих цилиндров.

Бетонная смесь из приемной воронки 7 перекачивается в напорный бетоновод. Для работы гидравлической системы предусмотрен гидравлический бак 3, а для работы водяных систем — водяной бак 5.

В компрессорную установку 6 входят гидромотор, клиноременная передача, рама, унифицированный компрессор и шланги.

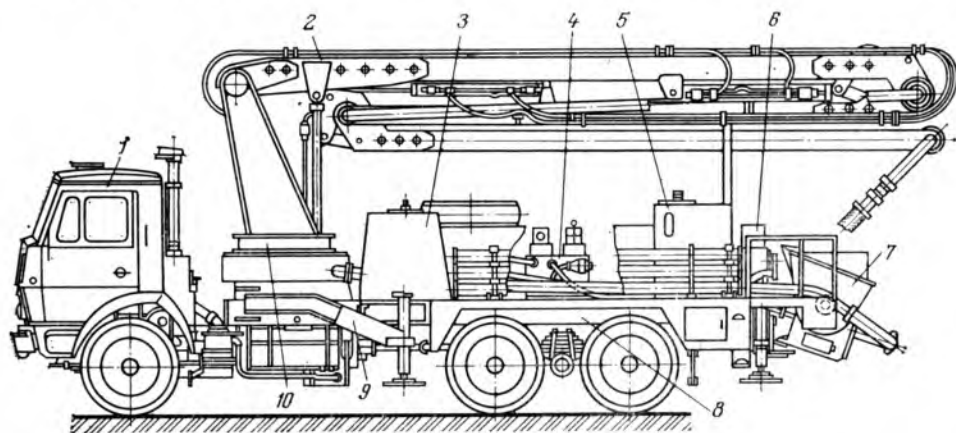


Рис. 168. Автобетононасос СБ-126:

1 — базовый автомобиль КаМАЗ-53213; 2 — стрела; 3 — гидравлический бак; 4 — блок управления; 5 — водяной бак; 6 — компрессорная установка; 7 — приемная воронка; 8 — рама; 9 — выносные опоры; 10 — опорно-поворотный круг.

В состав привода автобетоносмесителя входят: привод гидромотора поворота стрелы, гидроцилиндров поворота секций стрелы и гидроцилиндров опор; привод гидромоторов смесителя, водяного насоса и компрессора; привод распределительного устройства приемной воронки.

Автобетононасос СБ-126 снабжается дистанционным управлением на расстоянии до 20 м.

3. Пневмотранспортная установка для транспортирования бетонной смеси и строительных растворов

Бетонная смесь или раствор перемещаются по металлическому сборному или резиноканному, высокого давления бетоноводу небольшими порциями, разделенными прослойками воздуха, при помощи сжатого воздуха давлением 0,5...0,7 МПа.

В состав пневмотранспортной установки (ПТУ) входят пневмонагнетатель, компрессор, ресивер, бетоновод и гаситель.

Достоинства: долговечность оборудования, простота эксплуатации, малые габариты и материалоемкость.

Недостатки: повышенная энергоемкость, связанная со значительным расходом сжатого воздуха; ограниченная дальность транспортирования — до 200 м по горизонтали или 35 м по вертикали.

Основным элементом ПТУ является пневмонагнетатель, конструктивно выполняемый по трем схемам: вертикальный с поддувом в средней части, вертикальный с поддувом в выходном колене, горизонтальный с шнековым питателем.

Пневмонагнетатель представляет резервуар, сверху оборудованный загрузочной воронкой, закрываемой после загрузки бетонной смесью или раствором затвором, управляемым пневмоцилиндром. Сжатый воздух из ресивера подается по разводящему кольцу в верхнюю часть пневмонагнетателя и выталкивает смесь в разгрузочное колено, соединяемое с бетоноводом.

Для побуждения выхода бетонной смеси из резервуара и предотвращения пробкообразования, а также для аэрации смеси (снижение сил трения смеси о стенки бетоновода) через форсунку (сопло) в среднюю часть резервуара или в выходное колено подается сжатый воздух. В горизонтальных пневмонагнетателях в качестве нагнетателя применен двухсторонний шнек, приводимый во вращение электродвигателем через редуктор.

Принципиальная схема ПТУ представлена на рисунке 169. Приготовленная в смесителе 9 смесь поступает в пневмонагнетатель 4, в который после закрытия пневмоцилиндром 5 загрузочной воронки 6 подается из компрессора 11 через ресивер 10 сжатый воздух. Одновременно сжатый воздух подается в выходное колено 12. Аэрированная воздухом бетонная смесь (раствор) по бетоноводу 3 транспортируется к месту укладки. В конце трассы устанавливается гаситель 2, обеспечивающий снижение кинетической энергии смеси, спокойный выход смеси из бетоновода и отделение от нее воздуха, которым смесь насыщается в пневмонагнетателе. Гаситель представляет сварной резервуар с внутренним отбойным листом 1 и верхними жалюзиями для выхода воздуха.

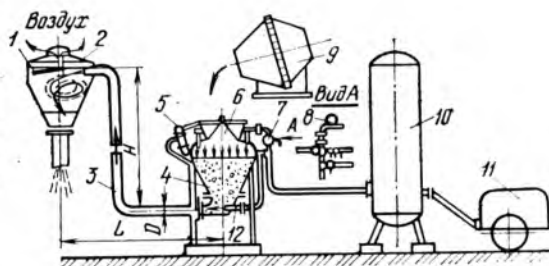
Избыточное давление (Н/м^2) в пневмонагнетателе, потребное для выталкивания смеси, по данным В. Н. Евстифеева:

$$p = (a\sqrt{v} + p_t) k_n, \quad (428)$$

где a — коэффициент, зависящий от состава смеси и ее реологических свойств; $a = (17...22) \cdot 10^3$ для строительных растворов; $a = (11...14) \cdot 10^3$ для бетонных смесей; v — скорость движения смеси в бетоновode, м/с; p_t — давление, необходимое для преодоления сил трения смеси при трогании с места, Н/м^2 ; $p_t = (9...14) \cdot 10^3$ Н/м^2 для строительных растворов; $p_t = (6...11) \cdot 10^3$ Н/м^2 для бетонной смеси; k_n — поправочный коэффициент на внутренний диаметр бетоновода D ; $k_n = 1,000; 0,690; 0,575; 0,493; 0,431; 0,383$ и $0,345$ при $D = 69, 100, 120, 140, 160, 180$ и 200 мм.

Рис. 169. Схема пневматической установки для транспортирования бетонных смесей и растворов:

1 — отбойный лист; 2 — гаситель; 3 — бетоновод; 4 — пневмонагнетатель; 5 — пневмоцилиндр; 6 — загрузочная воронка; 7 — край; 8 — манометр; 9 — бетоно- и растворосмеситель; 10 — ресивер; 11 — компрессор; 12 — нижнее выходное колено.



Средняя скорость движения смеси по бетоноводу (м/с):

$$v = 2,5k_{\Delta} k_l k_d k_p k_v, \quad (429)$$

где k_{Δ} — коэффициент влияния подвижности бетонной смеси; $k_{\Delta} = 0,82; 0,91; 1,00; 1,09$ и $1,13$ при подвижности 6, 8, 10, 12 и 14 см; k_l — коэффициент влияния длины бетоновода $l = L + H$; L, H — соответственно длина горизонтального и высота вертикального участков транспортирования; $k_l = 0,75; 0,90; 1,04; 1,20; 1,34; 1,48; 1,64$ и $1,80$ при $l = 40, 60, 80, 100, 120, 140, 160$ и 180 м; k_p — коэффициент влияния давления сжатого воздуха в нагнетателе p ; $k_p = 0,82; 1,49; 2,0; 2,35; 2,50; 2,84$ при $p = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6$ и $0,7$ МПа; k_v — коэффициент влияния объема транспортируемой порции бетонной смеси (полезный объем нагнетателя V_n); $k_v = 1,00; 0,75; 0,60; 0,50; 0,35$ и $0,30$ при $V_n = 250, 300, 400, 500, 800$ и 1000 л; k_d — коэффициент влияния внутреннего диаметра бетоновода; $k_d = 0,55; 0,72; 0,91; 1,10; 1,30$ и $1,46$ при $D = 100, 120, 140, 160, 180$ и 200 мм.

Эксплуатационная производительность ПТУ (м³/ч):

$$P_{\text{э}} = \frac{3,6V_n}{l/v + t_{\text{всп}}} k_v, \quad (430)$$

где V_n в л; l в м; v в м/с; $t_{\text{всп}}$ — вспомогательное время, потребное на загрузку и управление установкой, с; $t_{\text{всп}} = 30 \dots 60$ с; k_v — коэффициент использования установки по времени; $k_v = 0,8$.

Необходимый объем (м³) воздуха на транспортирование 1 м³ бетонной смеси:

$$Q = \frac{p - p_1}{p_0} \frac{0,85D^2 l + V_{n.г}}{V_n}, \quad (431)$$

где p — избыточное давление в нагнетателе, МПа [формула (428)]; p_1 — давление сжатого воздуха в нагнетателе и бетоновде в конце цикла транспортирования, МПа; $p_1 = 0,15$ МПа при $V_n = 0,25 \dots 0,4$ м³; $p_1 = 0,17$ МПа при $V_n = 0,5 \dots 1,0$ м³; $V_{n.г}$ — геометрический объем нагнетателя, м³; $V_{n.г} = (1,2 \dots 1,5) V_n$; p_0 — атмосферное давление, МПа; $p_0 = 0,1$ МПа.

Современные пневмотранспортные установки имеют геометрический объем нагнетателя $0,3 \dots 1,2$ м³ с удельной подачей воздуха $10 \dots 25$ м³/м³ при давлении $0,6 \dots 0,7$ МПа, производительность $15 \dots 60$ м³/ч.

4. Дополнительное оборудование для транспортирования бетонной смеси и строительных растворов

В пределах строительной площадки бетонную смесь и строительный раствор доставляют к сооружаемой конструкции с помощью кранов в бадьях, выполненных в форме конуса или пирамиды с крутым наклоном стенок. По способу разгрузки бадьи бывают опрокидные, неопрокидные и поворотные. Вместимость бадьи $0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 3,2; 6,4$ и $8,0$ м³. В нижней части бадьи оборудованы секторными затворами с ручным управлением. Грузоподъемные устройства подбирают не только с учетом массы груженой бадьи, но и ее высоты в вертикальном положении.

В случае когда затруднена подача бетонной смеси к бетонируемому сооружению кранами и автобетоносмесителями, применяют передвижные ленточные конвейеры длиной $5,70 \dots 15,35$ м с лентой шириной $400 \dots 500$ мм, поднимающие материал на высоту до $5,5$ м. Производи-

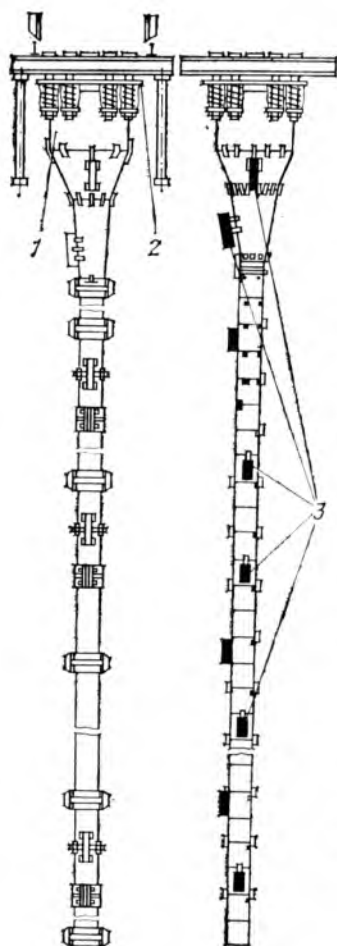


Рис. 170. Схема виброхобота:
1 — загрузочная воронка; 2 — пружинная подвеска; 3 — вибраторы ненаправленного действия.

тельность до $35 \text{ м}^3/\text{ч}$. При скорости движения ленты менее 1 м/с в зависимости от подвижности бетонной смеси применяют определенный угол наклона конвейера: 18° и 15° при осадке конуса соответственно до 4 и 4...6 см.

Учитывая, что высота свободного сбрасывания бетонной смеси при подаче ее в армированные конструкции не должна превышать 2 м, применяют для транспортирования бетонной смеси вниз наклонные лотки, виброжелоба, вертикальные хоботы и виброхоботы, предотвращающие расслоение смеси и ее разбрызгивание при сбрасывании вниз.

При глубине подачи бетонной смеси 10 м и более применяют виброхоботы (рис. 170), представляющие отдельные секции, соединенные между собой муфтами. Внутри секций установлены гасители кинетической энергии смеси. Для исключения пробкообразования на отдельных секциях установлены вибраторы 3 ненаправленного действия. Загрузочная воронка 1 к эстакаде крепится пружинами. С помощью виброхоботов можно опускать смесь на глубину 10...80 м.

Глава XXV. МАШИНЫ ДЛЯ УКЛАДКИ И УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННОЙ СМЕСИ

Искусственное уплотнение бетонной смеси при ее укладке — одно из важнейших мероприятий при производстве бетонных работ. Применяемые средства механизации зависят от формы строительных блоков или изделий, степени их армированности, удобо-

укладываемости смеси и других параметров.

Механическое уплотнение бетонной смеси осуществляют вибрированием, укатыванием, центрифугированием, прессованием, виброштампованием, торкретированием и вакуумированием.

1. Вибрационные машины для уплотнения бетонной смеси

Вибрационное воздействие на бетонную смесь — одно из эффективных мероприятий по ее уплотнению. Рассматривая бетонную смесь как многокомпонентную упруго-вязко-пластическую среду, можно сделать вывод, что под действием вибрации происходит колебательное движение частиц вокруг своего равновесного положения. Смесь приобретает повышенную жидкотекучесть (разжижается) с вытеснением газа, воздуха и воды. Различные по массе частицы смеси, находящиеся в одинаковом радиусе действия вибратора, колеблются с равной амплитудой, но за счет разности масс получают различные инерционные силы. Когда разность сил инерции, действующих на частицы, превысит силы сцепления между ними, происходит их перемещение под действием сил тяжести, приводящее к плотной укладке с увеличением связей и уменьшением пор. Нельзя допускать продолжительного вибрирования, так как это может привести к расслоению бетонной смеси. Смесь уплотняют до пол-

ной ее осадки с прекращением выделения пузырьков воздуха и появлением на поверхности цементного молока.

Вибраторы бывают: по способу передачи вибрационных воздействий — поверхностные, опалубочные (наружные, тисковые), глубинные; по типу вибровозбудителя — дебалансные и бегунковые; по роду движущей энергии — электрические, пневматические, гидравлические и моторные; по расположению двигателя — со встроенным двигателем и с гибким валом.

Поверхностные вибраторы служат для уплотнения бетонной смеси слоем до 20 см при бетонировании различных площадок.

Рабочий орган вибратора — металлическая площадка 4 (рис. 171, а), на четырех болтах к которой присоединяется электродвигатель 1. На концевых участках вала электродвигателя укреплены неуравновешенные массы — дебалансы 2, которые являются источником нена-

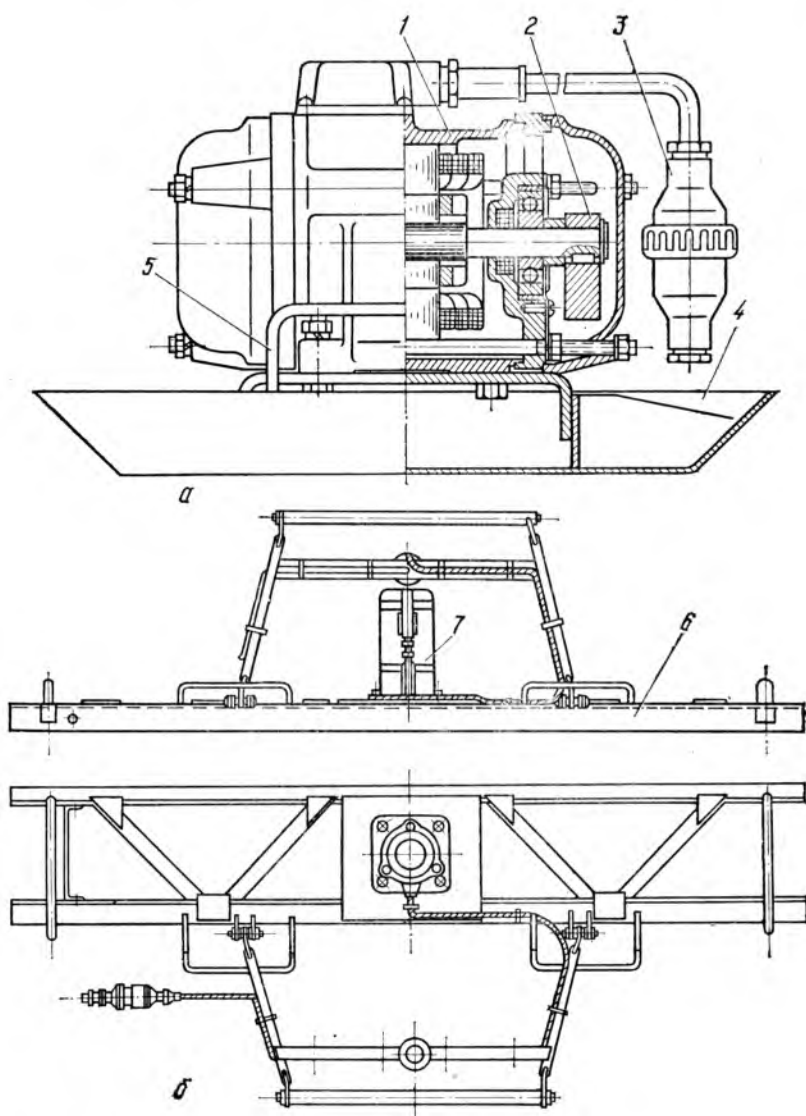


Рис. 171. Поверхностные вибраторы:

а — площадочный; б — виброрейка; 1 — электродвигатель; 2 — дебалансы; 3 — разъемное штепсельное соединение; 4 — площадка; 5 — скоба; 6 — рама; 7 — электромеханический вибратор.

правленных вынужденных колебаний кругового действия. Электродвигатель присоединяется к электросети гибким кабелем через разъемное штепсельное соединение 3. Вибратор по поверхности бетонной смеси перемещается вручную с помощью скоб 5. Разновидностью поверхностных вибраторов является виброрейка (рис. 171, б), представляющая жесткую раму 6 с установленным на ней дебалансным электромеханическим вибратором 7. При фланцевом исполнении электродвигателя дебаланс установлен в нижней части на валу ротора, а легкоъемный статор для проведения ремонтных работ — в верхней части. Последний создает условие несовпадения центра тяжести вибратора с линией действия вынуждающей силы.

Промышленность выпускает вибраторы кругового действия напряжением 220/380 и 36 В, мощностью 0,27...1,50 кВт, с вынуждающей силой от 2 до 30 кН и частотой колебаний 48 с⁻¹.

Наружные вибраторы применяют при изготовлении тонкостенных монолитных высокоармированных железобетонных изделий сложной формы. Колебания частицам бетонной смеси передаются через металлическую опалубку многоразового пользования, к которой вибратор присоединяется с помощью тисковых зажимов.

Пневматические высокочастотные, прикрепляемые к опалубке вибраторы состоят из вибровозбудителя (обращенного роторного пневмодвигателя) и резинового шланга для подачи сжатого воздуха.

Ротор пневмодвигателя с одной текстолитовой лопаткой обкатывается вокруг полой оси статора и выполняет роль бегунка. Текстолитовая лопатка разделяет пространство между втулкой-бегунком и осью на рабочую и выхлопную полости, заставляя при подаче воздуха втулку-бегунок планетарно обкатываться вокруг оси статора по его цилиндрическим поверхностям. Серийные пневматические прикрепляемые вибраторы ИВ-28, ИВ-29, ИВ-30 и ИВ-31 имеют статический момент дебаланса 0,04; 0,15; 0,45 и 2,3 кг·см и генерируют высокую (234, 200, 167 и 133 с⁻¹) и низкую (42, 37, 30 и 22 с⁻¹) частоту колебаний.

Пневматические вибраторы просты по конструкции, надежны и эффективны в работе, имеют небольшую массу (2,5...14,0 кг), электробезопасны.

В качестве наружных вибраторов используют также электромагнитные вибраторы ударного действия, которые не имеют трущихся деталей, просты по устройству, но являются источником повышенного шума.

Глубинные вибраторы применяют для уплотнения бетонной смеси в армированных и неармированных блоках массивных сооружений, фундаментах, колоннах, балках, а также при изготовлении отдельных железобетонных изделий. Их работа весьма эффективна, так как корпус вибратора непосредственно воздействует на бетонную смесь и передает ей полезное вибрационное воздействие без промежуточных элементов.

Типаж предусматривает выпуск планетарных пневматических и электромеханических вибраторов со встроенным двигателем или вибраторов с гибким валом.

Пневматические глубинные вибраторы ИВ-13, ИВ-14, ИВ-15 и ИВ-16 имеют аналогичную конструкцию и отличаются наружным диаметром корпуса, который соответственно составляет 34, 50, 75 и 110 мм. Все они выполняются с планетарной обкаткой, двухчастотными. При работе в бетонной смеси имеют высокую (200...257, 167...250, 134...234 и 117...200 с⁻¹) и низкую (40...53, 33...50, 25...45 и 22...37 с⁻¹) частоту колебаний.

Пневматический вибратор (рис. 172) состоит из цилиндрического корпуса 1, внутри которого смонтирован планетарный вибровозбудитель — ротор-дебаланс 2, аналогичный по конструкции применяемым в пневматических прикрепляемых вибраторах общего назначения. Сжа-

тый воздух по резиноканному шлангу через штуцер 8 и крану управления 7 подается по внутреннему шлангу 5 и полой оси вибровозбудителя 3 к текстолитовой лопатке ротора-дебалнса 2, приводя его во вращение. Отработанный воздух из выхлопной камеры по боковым отверстиям в щитах и резиноканному шлангу 6 направляется в атмосферу, что препятствует насыщению бетонной смеси воздухом.

Пневматические глубинные вибраторы абсолютно безопасны в работе, эффективно уплотняют малоподвижные бетонные смеси (с осадкой конуса 1...3 см), но требуют повышенного расхода воздуха (0,5...1,5 м³/мин) при давлении 0,4...0,6 МПа.

Ручные глубинные вибраторы с гибким валом (рис. 173, б) состоят из приводного электродвигателя 11, гибкого вала 12 для передачи вращающего момента от электродвигателя к шпинделю вибронаконечника и вибронаконечника 13. Типажем предусматривается выпуск глубинных вибраторов с гибким валом с наружным диаметром корпуса вибронаконечника 28, 38, 51 и 75 мм, мощностью 0,8 и 1,2 кВт.

Приводной асинхронный короткозамкнутый электродвигатель напряжением 36 В на выходном конце имеет кулачковую муфту, допускающую передачу вращения гибкому валу только в одну сторону, определяемую направлением навивки жил гибкого вала (обычно правого вращения).

Вибронаконечники с внешней и внутренней (рис. 173, в) обкаткой бегунка 15 присоединяются к электродвигателю 11 посредством гибкого вала 12, сердечник которого имеет специальные наконечники со срезанной лыской для передачи вращающего момента.

Бегунок 15 совершает обкатку по наружной беговой дорожке центрального пальца 14, неподвижно установленного в корпусе 16. Бегунок со штангой посредством резинометаллической муфты 17 соединяется со шпинделем 18. Благодаря планетарной обкатке вибратор генерирует высокую частоту колебания — 162...334 с⁻¹; при условии разбалансировки бегунка вибровозбудители могут генерировать одновременно с высокой и низкую, в 5...10 раз меньшую частоту колебаний.

Ручные глубинные вибраторы со встроенным высокочастотным электродвигателем (рис. 173, а) выпускают трех типоразмеров: ИВ-78, ИВ-79 и ИВ-80 с наружным диаметром корпуса 50, 75 и 100 мм, работающие на напряжении 36 В при частоте тока 200 Гц. Это обеспечивает частоту вращения дебалансного вала 3...184 с⁻¹.

Вибратор состоит из корпуса 1, трубчатой штанги 8, присоединяемой через резиновый амортизатор 7 для виброизоляции рукоятки 10 и выключателя 9 к корпусу. Для переноски вибратор снабжен дополнительной ручкой 6.

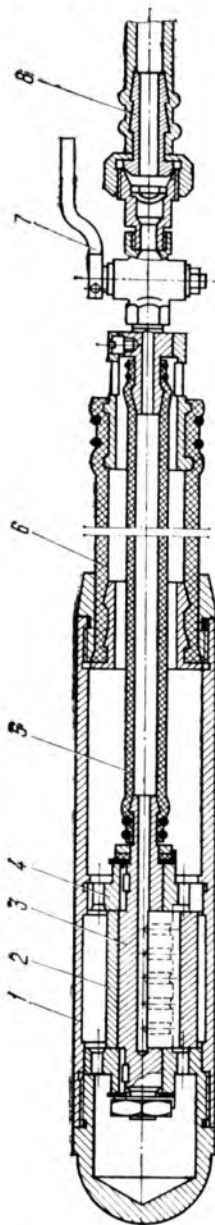
Внутри корпуса смонтирован трехфазный высокооборотный асинхронный электродвигатель, обмотки статора 5 которого установлены в корпусе неподвижно, а короткозамкнутый ротор 4 установлен консольно на дебалансном валу 3, вращающемся в двух подшипниках. В средней части вала между подшипниками укреплен дебаланс.

Корпус вибратора снизу закрыт массивным наконечником, внутри которого предусмотрена полость для заливки в нее жидкого смазочного масла, поступающего через полую ось дебалансного вала 3 к тяжело нагруженным подшипникам.

Подвесные электромеханические вибраторы изготавливают только планетарного типа, их применяют для разравнивания и уплотнения больших масс бетонной смеси при интенсивном уплотнении крупных неармированных или малоармированных блоков гидротехнических, промышленных и других сооружений.

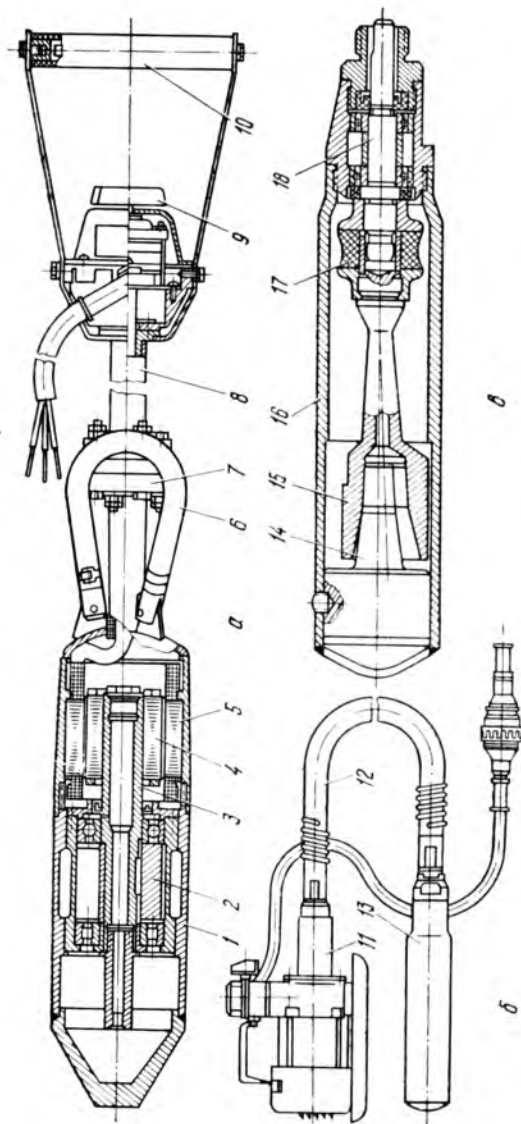
Подвесные глубинные вибраторы используют обычно в виде вибропакетов, состоящих из нескольких вибраторов, подвешиваемых как навесное оборудование к кранам, кран-балкам или специальным малогабаритным электрифицированным тракторам.

Рис. 172. Пневматический глубинный вибратор:



1 — корпус; 2 — ротор-дебаланс; 3 — полая ось вибровозбудителя; 4 — боковой щит с отверстиями для выпуска воздуха; 5 — внутренний шланг для подачи сжатого воздуха; 6 — резиноканальный шланг для отвода воздуха; 7 — кран управления; 8 — штуцер.

Рис. 173. Электромеханические глубинные вибраторы:



а — дебалансный с встроенным электродвигателем (виброулава); б — с гибким валом; в — схема вибростержня бегункового (планетарного) вибратора; 1, 16 — корпуса; 2 — дебаланс; 3 — дебалансный вал; 4 — короткозамкнутый ротор электродвигателя; 5 — обмотки асинхронного электродвигателя; 6 — гибкая ручка; 7 — резиновый амортизатор; 8 — штанга; 9 — выключатель; 10 — рукоятка; 11 — переносный электродвигатель с опорной площадкой; 12 — гибкий вал; 13 — вибронаконечник; 14 — центральный палец; 15 — бегунок; 17 — резинометаллическая муфта; 18 — шпindel.

Промышленность серийно выпускает подвесные вибраторы ИВ-90 и С-649. Наружный диаметр корпусов соответственно 133 и 194 мм, длина рабочей части 1,1 и 1,5 м, масса 130 и 230 кг, вынуждающая сила 21 и 27 кН, частота колебаний 134 и 92 с⁻¹.

Параметры глубинных вибраторов определяются режимным уравнением, устанавливающим связь между амплитудой и частотой колебания. Достоверным критерием эффективности вибрирования является показатель интенсивности вибрации (м²/с³):

$$U = A^2 \omega^3 = 8\pi^3 A^2 f^3, \quad (432)$$

где A — амплитуда колебания, м; ω — угловая скорость, рад/с; f — частота колебаний, с⁻¹; Af — путь, совершаемый колеблющейся частицей в единицу времени, то есть скорость колебания; Af^2 — ускорение колебаний; $A \leq 1,2...1,3$ мм, чтобы не было расслоения смеси и вибратор не работал в виброударном режиме.

Следуя определению показателя удобоукладываемости, время вибрирования (с) назначают:

$$t = 2J_{\text{ст}}, \quad (433)$$

где $J_{\text{ст}}$ — жесткость бетонной смеси по стандартному вибростолу, с (частота круговых колебаний 46,7 Гц + 10 % и амплитуда $0,5 \pm 0,05$ мм).

Если интенсивность вибрирования в производственных условиях отличается от стандартных, то

$$t = 2J_{\text{ст}} \sqrt{U_{\text{ст}}/U_{\text{пр}}}, \quad (434)$$

где $U_{\text{ст}}$ — стандартная интенсивность вибрирования, м²/с³; $U_{\text{пр}}$ — интенсивность вибрирования в производственных условиях, м²/с³.

Для каждой бетонной смеси при принятых параметрах колебаний имеется оптимальная продолжительность вибрирования. При недостаточной продолжительности вибрирования наблюдается недоуплотнение и снижение прочности, а слишком длительное вибрирование не дает заметного увеличения прочности, но может вызвать расслоение пластичных смесей.

Повышать частоту колебаний более 350...400 Гц также нецелесообразно, так как высокочастотные вибраторы из-за малой амплитуды колебаний не приводят в движение частицы бетонной смеси, существенно не увеличиваются радиус действия вибратора и прочность бетона, но повышаются механические нагрузки на сборочные единицы вибратора, шум и потери энергии.

При отсутствии внешних сопротивлений (колебание вибратора в воздухе, рис. 174, а) вибратор, состоящий из двух масс: M — масса корпуса вибратора и m — масса неуравновешенной части, совершает колебательное движение вокруг центра тяжести точки O с амплитудой A_1 . При этом масса m одновременно участвует в относительном и переносном движении и на нее действуют силы инерции:

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{отн}} &= ma = mr\omega^2; \\ P_{\text{пер}} &= mA_1\omega^2, \end{aligned} \right\} \quad (435)$$

которые уравниваются силой инерции P_1 , действующей на массу M при ее круговом движении вокруг неподвижного центра — точки O по окружности радиусом A_1 :

$$P_1 = MA_1\omega^2, \quad (436)$$

где ω — угловая скорость, определяемая по формуле (64).

Рассматривая совместно уравнения (436) и (435), получаем:

$$P_1 = P_{\text{отн}} - P_{\text{пер}} \text{ или } MA_1\omega^2 = mr\omega^2 - mA_1\omega^2,$$

откуда

$$A_1 = mr/(M + m). \quad (437)$$

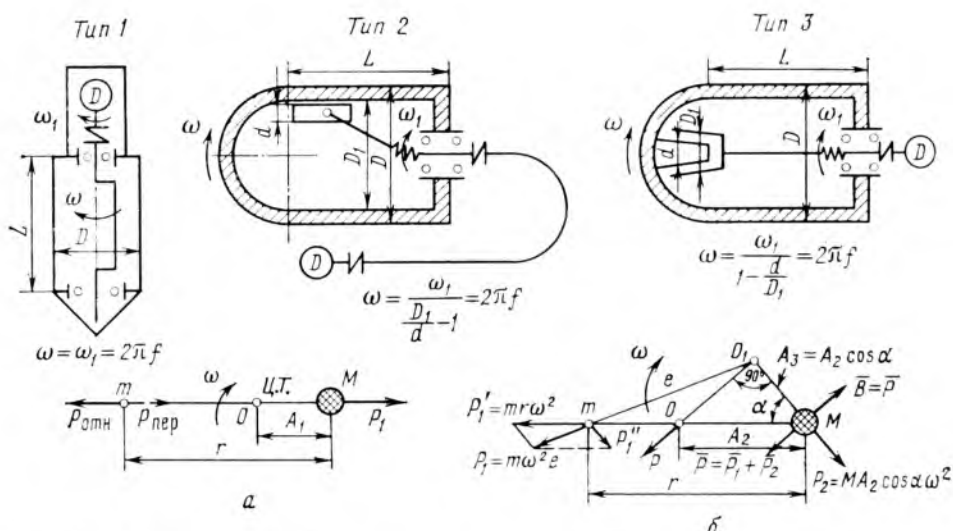


Рис. 174. Расчетные схемы глубинных вибраторов для уплотнения бетонной смеси:

тип 1 — дебалансный с встроенным двигателем; тип 2 — планетарный наружной обкатки с гибким валом; тип 3 — планетарный внутренней обкатки с гибким валом; а, б — колебания в воздухе и бетонной смеси.

В случае присоединения к вибратору новой колеблющейся массы m_1 (m_1 — масса бетонной смеси, вовлеченная в колебательный процесс) амплитуда колебания вибратора уменьшится и составит:

$$A_2 = mr / (M + m + m_1). \quad (438)$$

При наличии сопротивления среды (колебание в бетонной смеси) неподвижный центр системы, вокруг которого движутся массы M и m , переместится из точки O в точку O_1 (рис. 174, б). На массы M и m , совершающие вращение с угловой скоростью ω , действуют силы инерции:

$$P_1 = m\omega^2 \text{ и } P_2 = MA_2 \cos \alpha \omega^2, \quad (439)$$

где α — угол сдвига фаз; острый угол, дополняющий до развернутого (180°) угол между направлением действия силы инерции на корпус вибратора P_2 и направлением вынуждающей силы $P_1' = mr\omega^2$, развиваемой дебалансом (бегунком) в его относительном вращении вокруг корпуса вибратора.

Суммарная сила инерции, развиваемая всей массой вибратора $M + m$, приложена в точке O_1 и по вектору равна: $\vec{P} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2$. Одновременно на корпус вибратора действует внешняя диссипативная сила B сопротивления бетонной смеси колебаниям глубинного вибратора (сила вязкого сопротивления):

$$B = bSv = bSA_2 \cos \alpha \omega, \quad (440)$$

где b — удельный коэффициент сопротивления бетонной смеси колебаниям глубинного вибратора, $\text{Н} \cdot \text{с} / \text{м}^3$; $b = (3 \dots 5) \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^3$; S — активная лобовая площадь вибратора, м^2 ; $S = LD$; L — длина рабочей части вибратора, м ; D — диаметр корпуса вибратора, м ; v — окружная скорость движения корпуса относительно точки O_1 , $\text{м} / \text{с}$; A_2 в м ; ω в $\text{рад} / \text{с}$.

Разложив силу P_1 на направление действия силы P_2 и на направление действия вынуждающей силы, получим суммарную силу P (Н):

$$P = P_1' \sin \alpha = mr\omega^2 \sin \alpha. \quad (441)$$

Приравняв выражения (441) и (440), получим:

$$bSA_2 \cos \alpha \omega = mr\omega^2 \sin \alpha, \quad (442)$$

откуда

$$\alpha = \arctg \frac{bSA_2}{mr\omega} = \arctg \frac{bS\omega^{-1}}{M + m + m_1}. \quad (443)$$

Угол сдвига фаз α характеризует соотношения между механическими параметрами вибратора и физико-механическими свойствами среды. Максимальное значение угла $\alpha=45^\circ$, обычно $\alpha=7...15^\circ$. С изменением угла α от 0 до 45° амплитуда колебания $A_3=A_2\cos\alpha$ убывает, сила сопротивления $P=mr\omega^2\sin\alpha$ растет, а максимум мощности, которую отдает вибратор бетонной смеси, соответствует $\alpha=\alpha_{\max}=45^\circ$.

Амплитуда колебания корпуса вибратора в среде с учетом угла сдвига фаз:

$$A_3 = A_2 \cos \alpha = \frac{mr}{M + m + m_1} \cos \alpha. \quad (444)$$

Мощность (кВт), потребляемая для работы вибратора,

$$N = (N_1 + N_2 + N_3) \eta^{-1}, \quad (445)$$

где N_1 — полезная мощность, расходуемая вибратором на уплотнение бетонной смеси; N_2 — дополнительная мощность, расходуемая вибратором на преодоление сил трения корпуса вибратора о бетонную смесь; N_3 — суммарные потери мощности внутри вибратора и в элементах привода; η — КПД двигателя.

Полезная мощность (кВт):

$$\begin{aligned} N_1 &= 10^{-3} M \omega = 10^{-3} P A_2 \cos \alpha \omega = 10^{-3} mr \omega^2 \sin \alpha A_2 \cos \alpha \omega = \\ &= 10^{-3} \frac{(mr)^2 \omega^3 \sin 2\alpha}{2(M + m + m_1)}. \end{aligned} \quad (446)$$

Дополнительная мощность (кВт):

$$N_2 = N_1 f_1, \quad (447)$$

где f_1 — условный коэффициент трения цементно-бетонной смеси по стали; $f_1=0,015...0,018$ при вибрации; $f_1=0,45...0,65$ при отсутствии вибрации.

Суммарные потери мощности (кВт):

$$N_3 = 10^{-3} (M_1 + M_2 + M_3) \omega_1, \quad (448)$$

где M_1 — момент трения в подшипниках дебалансного вала, Н·м; M_2 — момент трения качения (момент сопротивления планетарному обкатыванию), Н·м; для типа 1 (рис. 174) $M_2=0$; M_3 — суммарный момент трения гибкого вала о броню, Н·м; для типа 1 и 3 (рис. 174) $M_3=0$; ω_1 — угловая скорость вращения дебаланса (бегунка) рад/с;

$$M_1 = 0,5 \mu d_2 mr \omega^2, \quad (449)$$

μ — условный коэффициент трения в подшипниках качения; $\mu=0,003...0,008$; d_2 — диаметр дорожки внутреннего кольца подшипника, м; $d_2=0,03...0,05$ м; mr в кг·м; ω в рад/с;

$$M_2 = f_2 mr \omega^2, \quad (450)$$

f_2 — условный коэффициент трения качения при планетарном обкатывании бегунка по беговой дорожке корпуса, м; $f_2=(3...5) \cdot 10^{-5}$ м; $mr \omega^2$ в Н;

$$M_3 = (1 - \eta_2)(M_1 + M_2), \quad (451)$$

η_2 — механический КПД гибкого вала; для моделей В-127, В-128 и В-123 длиной 3,3...3,9 м с сердечником диаметром 10, 12 и 15 мм $\eta_2=0,85...0,90$.

Для нормальной работы вибратора без перегрева и возможности преодоления максимального сопротивления мощность двигателя принимают по большему значению:

$$N_{\text{двиг}} = 1,2N;$$

$$N_{\text{двиг}} = 1,2N_{\max} = 1,2 \frac{N_1 \sin 2\alpha_{\max}}{\sin 2\alpha}, \quad (452)$$

где $\alpha_{\max}=45^\circ$; α — фактический угол сдвига фаз [формула (443)].

Амплитуда колебания бетонной смеси распределяется неравномерно как по высоте вибратора, так и с удалением точек от оси вибратора. Даже в приграничном слое амплитуда заметно меньше, чем амплитуда колебания корпуса вибратора A_3 :

$$a_1 = (0,56 \dots 0,62) A_3 \quad (453)$$

Энергия, расходуемая на поддержание колебаний, распространяется в бетонной смеси в виде затухающих сферических (при $L/D=3...6$) или кольцевых ($L/D=6...10$) волн, расходящихся от источника колебаний. Затухание колебаний связано с поглощением энергии бетонной смесью, которое пропорционально количеству энергии и толщине слоя бетонной смеси.

Под радиусом действия вибратора r_2 понимаем максимальное удаление от оси вибратора, где амплитуда колебаний бетонной смеси a_2 имеет значения, при которых возможно разжижение бетонной смеси, то есть ее уплотнение. За этим расстоянием смесь тоже находится в колебательном движении, но вследствие малых амплитуд она не уплотняется. При $f=100$ Гц $a_2=0,004$ см; при $f=400$ Гц $a_2=0,001$ см. Эксплуатационная производительность глубинного вибратора ($m^3/ч$):

$$P_2 = 3600\pi r_2^2 H (t + t_1)^{-1} k_n k_b, \quad (454)$$

где r_2 в м; H — глубина слоя уплотнения с учетом проникновения вибратора в предыдущий слой при обработке очередного слоя бетонной смеси и неполноты погружения корпуса вибратора, м; $H=L-(0,05...0,15)$ м; t — оптимальная продолжительность вибрирования смеси в каждом месте погружения вибратора, с [формула (434)]; t_1 — продолжительность перестановки вибратора на новую позицию, с; $t_1=5...10$ с; k_n — коэффициент перекрытия; $k_n=0,7$; k_b — коэффициент использования вибратора по времени; $k_b=0,75...0,80$.

2. Вибрационные площадки

Виброплощадки являются основным видом стационарного оборудования для уплотнения бетонных смесей при изготовлении сборных бетонных и железобетонных изделий на заводах и полигонах ЖБИ.

Различают виброплощадки малой (до 1 т), средней (1...5 т) и большой (5...20 т) грузоподъемности. Виброплощадки представляют рамы, опирающиеся на пружинные, резиновые или пневматические амортизаторы, укрепленные на фундаментной раме.

Виброрама в нижней части имеет вибровозбудитель направленного или ненаправленного действия, дебалансные валы которых приводятся во вращение вынесенным за зону действия вибрации электродвигателем (делаются попытки использовать на виброплощадках пневматические и гидравлические вибровозбудители). Сверху виброрама имеет устройства для крепления форм в виде гидравлических, пневматических, электромагнитных или механических захватов.

При изготовлении изделий из малоподвижных и жестких бетонных смесей применяют дополнительную пригрузку на верхнюю поверхность изделий, чтобы давление на поверхностный слой составляло 1...3 Па или 3...10 Па для особо жестких бетонных смесей.

На рисунке 175 приведены схемы основных типов виброплощадок: с круговым, ненаправленного действия вибратором; с вертикально направленными колебаниями, с рамной и блочной конструкцией, с горизонтально направленными колебаниями.

Для равномерной осадки бетонной смеси по длине формы и равномерного уплотнения пружины подбирают так, чтобы их деформация под статической нагрузкой была в 20...30 раз больше расчетной амплитуды колебаний с сохранением зазоров между витками.

Продолжительность вибрирования на виброплощадке зависит от жесткости бетонной смеси, размеров изделия, насыщенности арматурой, амплитуды и частоты колебаний. Для получения одинаковой амплитуды колебаний в различных точках виброрама ось вибровозбудителя должна проходить через центр тяжести рамы, а параллельно установленные дебалансные валы должны иметь жесткую синхронизацию, достигаемую зубчатыми редукторами и карданными валами. Пластичные бетонные смеси уплотняют 2...3 мин с амплитудой 0,25...0,50 мм, а жесткие бетонные смеси — 3...4 мин с амплитудой 0,4...0,6 мм.

Промышленность серийно выпускает виброплощадки, собираемые из унифицированных элементов: виброблоков, карданных валов, синхронизаторов и пружинных опор. Унифицированный виброблок имеет двухвальный, направленного действия дебалансный вибратор, грузоподъемность 1 т, амплитуда колебаний 0,6 мм, частота колебаний 50 с^{-1} .

Отдельные виброблоки можно монтировать на общей раме, получая единую виброплощадку.

При формировании изделий со свободной горизонтальной поверхностью применяют дополнительный пригруз в виде массивных пригрузочных щитов или дополнительного усилия, развиваемого гидро- или пневмоцилиндрами, и передающего давление на щит и форму.

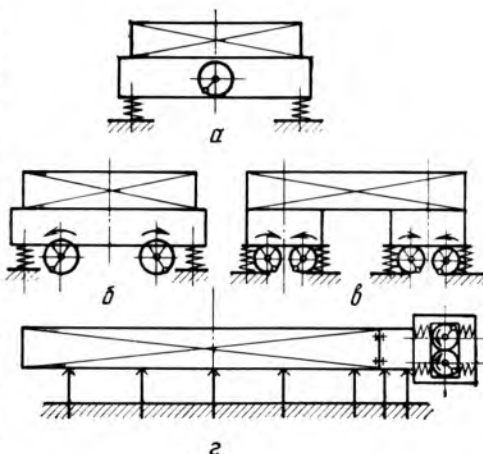


Рис. 175. Схемы виброплощадок:

а — с вибратором ненаправленного действия; б — рамная с вертикально направленными колебаниями; в — блочная с вертикально направленными колебаниями; г — с горизонтально направленными колебаниями.

3. Виброштампующие машины

Виброштампующие машины применяют для изготовления часторебристых панелей, лестничных маршей, крупных пустотелых блоков, оболочек двоякой кривизны, эллиптических и параболических лотковых каналов, двутавровых опор и других железобетонных изделий сложной формы с выступами и ребрами по обеим горизонтальным поверхностям из жестких бетонных смесей с повышенными требованиями к степени уплотнения.

Виброштампы (рис. 176) бывают стационарные и передвижные, их принцип действия состоит в том, что в форму, состоящую из поддона 1 и бортоснастки 2, укладывают арматуру и загружают порцию бетонной смеси, на которую воздействует пуансон 3 с включенным вибратором направленного действия 5.

При виброштамповании под подошвой пуансона необходимо создавать давление 0,01...0,06 МПа, что в ряде случаев достигается установкой пригрузочной плиты 4, действующей на пуансон через пружины 6. После окончания уплотнения пуансон поднимает, а форму передают в пропарочную камеру.

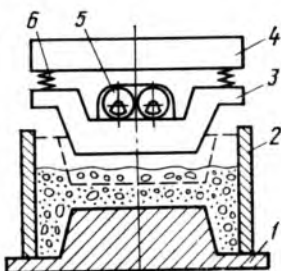


Рис. 176. Схема устройства виброштампа:

1 — поддон; 2 — бортоснастка; 3 — пуансон; 4 — пригрузочная плита; 5 — вибратор направленного действия; 6 — пружины.

Стационарные виброштампы монтируют на порталах, перемещаемых вдоль конвейерной линии. Поддон с формой и уложенной арматурой и бетонной смесью подают по конвейеру до виброштампа, который после проработки поднимают, зачищают пуансон, подготавливая его к новой операции.

Для производства изделий постоянного сечения применяют скользящие виброштампы, которые, непрерывно перемещаясь относительно изделия, производят его формирование, передавая бетонной смеси вибрацию и статическое давление.

На рисунке 177, а представлено устройство скользящего виброштампа, который может работать в виброударном режиме. На подвиж-

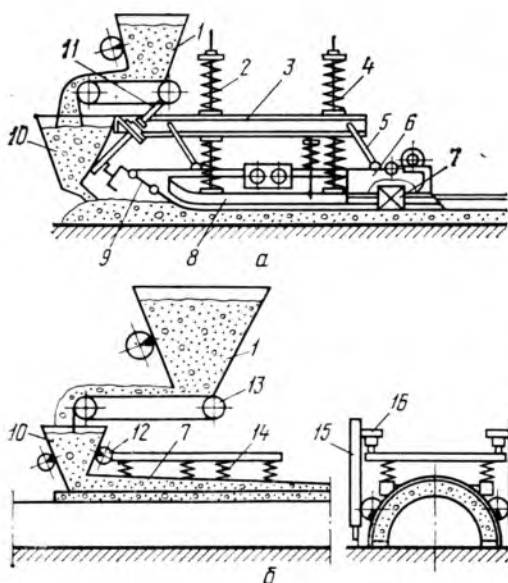


Рис. 177. Схема устройства скользящих виброштампов, работающих:

а — в виброударном режиме уплотнения; *б* — в вибрационном режиме уплотнения; 1 — бетонораздатчик; 2, 4, 14 — пружины; 3 — подвижная рама; 5 — тяги; 6 — рама стабилизирующего устройства; 7 — стабилизирующая опалубка; 8 — уплотняющая плита; 9 — винтовая тяга; 10 — бетоноукладчик; 11 — стойка; 12 — формирующая плита; 13 — ленточный питатель; 15 — самоходный портал; 16 — подъемные механизмы.

ной раме 3 смонтированы бетонораздатчик 1, бетоноукладчик 10 и с помощью двойных пружин 2 и 4 тяг 5 уплотняющая плита 8, на которой установлены вибратор направленного действия, рама стабилизирующего устройства 6 со стабилизирующей опалубкой 7.

Конструкция позволяет регулировать давление плиты на бетонную смесь.

Скользящий виброштамп для формирования железобетонных лотков оросительных систем (рис. 177, *б*) выполнен в виде самоходного портала 15, перемещаемого по рельсам, на котором с помощью подъемных механизмов 16 смонтированы базовый бункер бетонораздатчика 1 с ленточным питателем 13 и изолированное от портала с помощью пружин 14 вибропротяжное устройство в виде бетоноукладочного бункера 10, формирующей плиты 12 и стабилизирующей опалубки 7, предназначенной для предохранения формованного изделия от оплывания.

В бункере 10 происходит предварительное уплотнение бетонной смеси, а окончательное уплотнение и калибровку выполняют формирующей плитой и стабилизирующей опалубкой. Лотки формируют на железобетонных матрицах. Скорость формования изделия 0,6...0,8 м/мин. Трудности, связанные с применением виброштампующих устройств, сводятся к точному дозированию бетонной смеси по объему и удобоукладываемости, к необходимости применения устройств, обеспечивающих очистку штампов, их быстрое разъединение с изделием и предохранение от оплывания.

Разновидность виброштампования — способ приготовления пустотелых железобетонных панелей, где роль виброштампа выполняют вибровкладыши, внедряемые в формируемое изделие.

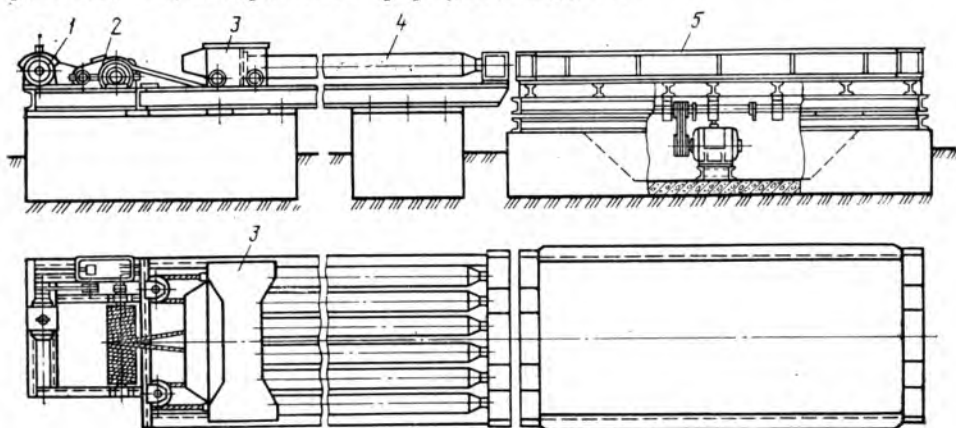


Рис. 178. Схема станда для изготовления пустотелых панелей:

1 — электродвигатель; 2 — лебедка; 3 — траверса; 4 — вибровкладыши; 5 — вибростол с формой.

На рисунке 178 показан стенд для изготовления пустотелых панелей. В форму 5, установленную на вибростол, вводятся при помощи лебедки 2, приводимой в движение электродвигателем 1 через редуктор, вибровкладыши 4, прикрепленные к траверсе 3. В поперечных бортах формы имеются отверстия для входа вибровкладышей, после уплотнения бетонной смеси вибровкладыши извлекают из формы с помощью той же лебедки. Вибровкладыши — труба круглого или овального сечения, внутри которой установлен вибровозбудитель ненаправленного действия с электроприводом.

4. Оборудование для изготовления изделий прессованием

Метод прессования изделий требует значительных усилий, так как он основан на принципе выдавливания бетонной смеси через специальные мундштуки, сечение которых соответствует форме изделия, плунжером гидравлического домкрата или шнековым прессом, в последнем случае смесь к мундштуку подается непрерывным потоком. При выходе из мундштука изделие разрезается на приемном столе на отдельные детали.

При изготовлении железобетонных изделий арматура подается в мундштук через полый вал шнека.

5. Машины для торкретирования

Нанесение на поверхность конструкции или сооружения одного или нескольких слоев цементно-песчаного раствора или мелкозернистой бетонной смеси с заполнителями крупностью до 25 мм под давлением сжатого воздуха носит название торкретирования или набрызг-бетона. Получаемые при этом покрытия отличаются повышенным качеством, обладают огнестойкостью, водонепроницаемостью и износостойкостью.

Торкретирование выполняют цементными смесями на плотных или пористых заполнителях по неармированной или армированной поверхности при возведении с односторонней опалубкой тонкостенных железобетонных конструкций, для безопалубочного закрепления туннельных выработок, замоноличивания швов, устранения дефектов в бетоне при ремонтно-восстановительных работах на гидротехнических сооружениях.

Агрегат для торкретирования включает передвижной компрессор с ресивером и воздухоочистителем и передвижную торкретную установку (рис. 179), которые соединены между собой воздушным шлангом 10.

Торкретная установка смонтирована на передвижном шасси и состоит из водяного бака 16, цемент-пушки, выполненной из двух камер — шлюзовой 13 и рабочей 6, соединенных промежуточным клапаном 14, рабочей форсунки (сопла) 4 и шлангов 1 для подачи сухой цементно-бетонной смеси и 2 для подачи воды.

Затворение сухой смеси водой происходит в форсунке 4, откуда увлажненная смесь вылетает со скоростью 50...70 м/с и направляется перпендикулярно к обрабатываемой поверхности. Сопло устанавливают на расстоянии 1 м от поверхности, перемещая его по спирали. Ударяясь о поверхность, бетонная смесь наращивается на ней слоем толщиной 1...2 см, последующие слои наносят после схватывания предыдущего.

Для непрерывности работы цемент-пушку делают двухкамерной, объем каждой камеры 150 л.

В шлюзовую камеру 13 через воронку 11 и открытый впускной конусный клапан 12 (при закрытом промежуточном клапане 14) подают приготовленную в смесителе сухую торкретную смесь. После закрытия впускного клапана 12 в шлюзовую камеру 13 с помощью крана 8 подают сжатый воздух. При выравнивании давления в шлюзовой 13 и ра-

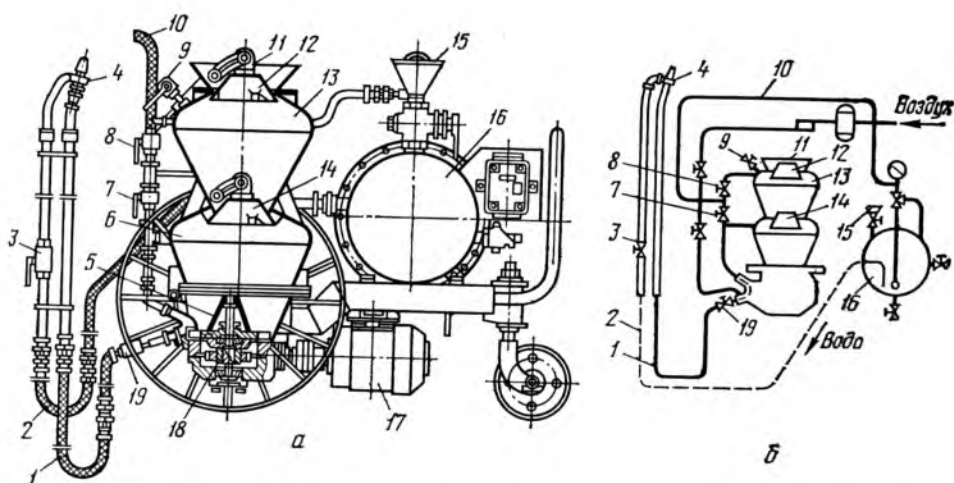


Рис. 179. Передвижная установка для торкретирования:

а — общий вид; *б* — принципиальная схема; 1 — материальный шланг для транспортировки сухой цементно-песчаной смеси; 2 — водяной шланг; 3 — кран расхода воды; 4 — форсунка (сопло); 5 — тарельчатый питатель; 6 — рабочая камера; 7, 8 — краны управления сжатым воздухом; 9 — кран выпуска воздуха из шлюзовой камеры; 10 — воздушный шланг для соединения установки с компрессором; 11 — приемная воронка; 12 — впускной конусный клапан; 13 — шлюзовая камера; 14 — промежуточный клапан; 15 — воронка водяного бака; 16 — водяной бак; 17 — электродвигатель привода питателя; 18 — червячный редуктор; 19 — кран подачи сухого материала.

бочей 6 камере промежуточный клапан 14 под действием силы тяжести бетонной смеси открывается, и она поступает в рабочую камеру 6. По окончании загрузки рабочую камеру закрывают клапаном 14, а из шлюзовой камеры удаляют сжатый воздух, соединяя ее через кран 9 с атмосферой, для подготовки к приемке очередной порции смеси.

В рабочую камеру при закрытом промежуточном клапане 14 и открытом кране 7 подается сжатый воздух, который выталкивает смесь в материальный шланг 1. Смесь по шлангу 1 во взвешенном состоянии передвигается с большой скоростью к форсунке, расход смеси регулируется краном 19. Одновременно с подачей воздуха в рабочую камеру приводится во вращение электродвигателем 17 через червячный редуктор 18 тарельчатый питатель 5, расположенный в коробке днища рабочей камеры. Радиальными карманами тарельчатого питателя сухая смесь подается к выходному патрубку, где подхватывается струей сжатого воздуха. От шланга 10 сжатый воздух подается в водяной бак 16, откуда вода по шлангу 2 поступает к форсунке 4 для увлажнения и затворения смеси. Расход воды регулируется краном 3. Водяной бак 16 снабжен воронкой 15 для подачи химических реагентов (2...4 % массы цемента), ускоряющих процесс схватывания.

Производительность цемент-пушек составляет 1,5...4,0 м³/ч, давление сжатого воздуха 0,3...0,4 МПа, расход воздуха 5...10 м³/мин, дальность транспортирования до 200 м по горизонтали или до 100 м по вертикали. Удельный расход энергии 0,5...1,2 кВт·ч/м³.

Качество наносимых покрытий зависит от состояния поверхности (предварительная обработка и замачивание) и режима работы установок. Расход воды регулируют так, чтобы свежеприготовленная смесь не сползала с вертикальных поверхностей, а отскок частиц от поверхности (потери бетонной смеси и раствора) были минимальными (достигается регулированием давления воздуха в установках).

6. Установка для вакуумирования бетонной смеси

Вакуумирование бетонной смеси в сочетании с вибрационным воздействием применяется для бетонирования гидротехнических сооружений и изготовления железобетонных конструкций. При этом способе из

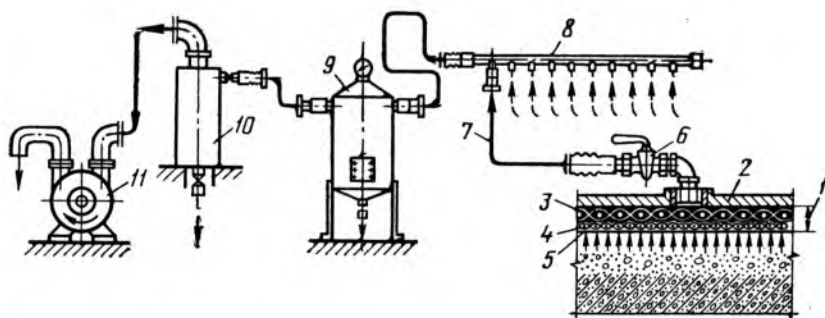


Рис. 180. Схема установки для вакуумирования бетонной смеси:

1 — вакуум-полость; 2 — вакуум-щиты; 3, 4 — редкая и частая плетеные металлические сетки; 5 — фильтровальная ткань; 6 — трехходовой кран; 7 — гибкий всасывающий рукав; 8 — коллектор; 9 — переносный водосборник; 10 — стационарный водосборник; 11 — вакуум-насос.

уложенной бетонной смеси удаляются свободная вода затворения (15...20 %), введенная при приготовлении бетонной смеси для получения требуемых показателей по удобоукладываемости, и пузырьки воздуха. Освобождение пор от лишней воды и воздуха при помощи вакуума создает благоприятные условия для перегруппировки частиц, приводящей к уплотнению бетона и улучшению его физико-механических свойств (быстрее, чем обычный бетон, набирает прочность; большая прочность поверхностного слоя, его водостойкость, лучшее сопротивление истиранию и др.).

Установка для вакуумирования (рис. 180) состоит из вакуум-щитов 2, которые присоединяются посредством гибких всасывающих рукавов 7 к коллектору 8, откуда воздух и вода поступают в переносной 9 и стационарный 10 водосборники. Разрежение в вакуум-системе создается вакуум-насосом 11.

Вакуум-щит 2 представляет полую плиту небольшой высоты, заполненную металлической плетеной сеткой с ячейками $6 \times 6 \dots 5 \times 5$ мм 3, металлической тканой сеткой с ячейками 1×1 мм 4 и хлопчатобумажной фильтровальной тканью 5, которая непосредственно примыкает к поверхности бетона. По контуру формы для обеспечения герметичности приклеивают резиновые прокладки или устанавливают ножи, которые погружаются в бетонную смесь. Форма изготавливается металлической или из шпунтовых досок. Сверху форма закрыта крышкой, на которой установлены патрубок и трехходовой кран 6. Последний служит для впуска воздуха из атмосферы при отключении вакуум-щита.

Вакуум-насос, создающий разрежение 0,066...0,078 МПа, выполняется ротационным с водокольцевым (подача до $27 \text{ м}^3/\text{мин}$) или масляным (подача до $41 \text{ м}^3/\text{мин}$) уплотнением.

Продолжительность вакуумирования для массивного бетона на портландцементе при нормальной подвижности и нормальном разрежении зависит от толщины слоя бетона и составляет 4 мин при толщине 5 см и 54 мин при 30 см.

7. Оборудование для уплотнения бетонной смеси центрифугированием

Центрифугирование применяют для формирования полых длинномерных изделий, симметричных относительно оси вращения (напорные и безнапорные железобетонные трубы диаметром 300...1600 мм и длиной 5...6 м, опоры линий электропередачи, круглые сваи, столбы и др.).

Под действием центробежных сил инерции бетонная смесь равно-

мерно распределяется по внутренней поверхности формы, уплотняется и обезвоживается. По способу привода форм центрифуги бывают фрикционные (сообщают вращение форме силами трения, возникающими между бандажами формы и приводными роликами) и осевые (вращают форму планшайбами, между которыми крепится форма). Длинномерные изделия формуют на осевых центрифугах с промежуточными неприводными опорными роликами.

Для равномерного распределения бетонной смеси по внутренней поверхности формы ей сообщают распределительную частоту вращения (с^{-1}), которая несколько выше критической и составляет $n = 60^{-1} D^{-0,5} (\text{с}^{-1})$ (D — внутренний диаметр трубы, м).

Частота вращения формы, необходимая для уплотнения бетонной смеси при удельных давлениях на внутренней поверхности формы до 0,1 МПа, носит название формовочной, и она в 3 раза выше, чем распределительная частота вращения.

Однако вследствие больших масс формы и бетонной смеси для уменьшения динамики при переходе от распределительной к формовочной частоте вращения привод центрифуг предусматривает промежуточные (разгонные) ступенчатые или бесступенчатые скорости вращения.

Формы для центрифугирования изготавливают разъемными и неразъемными, последние проще в конструктивном исполнении, работают более плавно, но требуют предварительного парафинирования внутренней поверхности и дополнительных устройств для укладки арматуры и смеси.

8. Бетоноукладчики

Современные бетоноукладочные машины, перемещаемые по рельсам или на гусеничном ходу, имеют несколько рабочих органов, каждый из которых выполняет определенные функции.

Приемный бетоноукладочный бункер загружается свежей порцией бетонной смеси из автобетоносмесителей, перегружателей и других транспортных средств. Для исключения зависания и частичного уплотнения бетонной смеси внутри бункера устанавливают глубинные вибраторы. За бункером располагают лопастный распределитель бетонной смеси, равномерно распределяющий ее вдоль полосы уплотнения. Вибрационный брус выполняет уплотнение, а заглаживающая вибрационная плита с поперечным или продольным движением — окончательное оформление уплотняемой полосы.

Бетоноукладочные машины снабжают автоматическими следящими системами, обеспечивающими укладку бетонной смеси в пределах, заданных проектными отметками.

Для нарезки продольных и поперечных усадочных и температурных швов применяют вибрационные ножи, монтируемые на бетоноукладчиках или специальных шасси.

Бетоноукладчики производительностью до $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ обеспечивают укладку покрытий шириной 3,5...7,0 м, толщиной до 0,5 м.

Для скоростного строительства дорожных покрытий применяют высокомеханизированный унифицированный комплект машин, включающий: профилировщик земляного полотна и основания, конвейер-перегрузатель к профилировщику, распределитель бетонной смеси с тележкой для перевозки арматуры; бетоноукладчик с прицепным вибропогрузателем арматурных сеток, бетоноотделочную машину, машину для придания шероховатости покрытию и нанесения пленкообразующих материалов, асфальтоукладочное оборудование; нарезчики продольных и поперечных швов, заливщики швов, трейлеры для перевозки комплекта и автоматизированный бетонный завод непрерывного действия.

Базовыми шасси комплекта являются четырехгусеничное унифици-

рованное ходовое оборудование, на котором монтируют профилировщик, распределитель бетона и бетоноукладчик, и четырехколесная тележка с нарезчиками швов для перевозки арматурных сеток и нанесения покрытий.

Объем бункера назначается из условия непрерывности бетонирования при заданной производительности, принятой скорости рабочего хода и продолжительности цикла загрузки.

Режимное уравнение уплотняющего (заглаживающего) вибробруса имеет вид:

$$A\omega t = 0,1h^2 e^{0,1h}, \quad (455)$$

где A — амплитуда колебаний, см; для уплотняющего вибробруса $A=0,04$ см; для заглаживающего вибробруса $A=0,02$ см; ω — угловая частота вынужденных колебаний, рад/с; t — время вибрирования, с; h — толщина слоя уплотнения, см; e — основание натурального логарифма; $e=2,72$.

Продолжительность вибрирования (с):

$$t = \alpha h = l_1 z/v, \quad (456)$$

где α — коэффициент, определяющий время (с) для полного уплотнения слоя в 1 см; $\alpha=1,6; 1,5$ и $1,4$ с/см соответственно для бетонной смеси с осадкой конуса 2...4, 6...8 и 8...12 см; h в см; l_1 — длина вибробруса по ходу уплотнения, м; $l_1=0,5$ м; z — число вибробрусов; $z=1, 2$; v — рабочая скорость движения бетоноукладчика, м/с.

9. Уплотняющие органы роликового типа

Для уплотнения особо жестких бетонных смесей с малым водоцементным отношением применяют уплотняющий орган роликового типа, который перемещается вдоль полосы со скоростью 0,05...1 м/с. Рабочий орган состоит из системы роликов, оси которых параллельны направлению бетонирования. Ролики совершают возвратно-поступательное движение, перпендикулярное к направлению бетонирования. Благодаря дополнительной вертикальной пригрузке ролики создают на поверхности контакта высокие давления (0,8...1,5 МПа), что способствует качественному уплотнению жестких бетонных смесей. Поверхность уплотненного слоя можно заглаживать как плоскими заглаживающими брусками (со средним давлением на бетон 0,02...0,03 МПа), так и заглаживающими брусками роликового типа.

Число роликов на бруске определяется шириной бетонирования и обычно составляет $z=4...8$. Длина хода уплотняющего бруса назначается с учетом перекрытия полос уплотнения соседними роликами. Число двойных ходов обычно принимают 25...50 в 1 мин.

Один из прогрессивных методов формования изделий — безвибрационное радиальное прессование цилиндрического изделия рабочим органом роликового типа. Формование выполняется в вертикальных формах вращающейся роликовой головкой, которая одновременно поднимается вверх. Образующие уплотняющих роликов расположены на внутреннем диаметре формуемой трубы. Ниже роликов находится заглаживающий цилиндр, диаметр которого равен внутреннему диаметру трубы. Он вращается с помощью общего вала, приводящего одновременно в движение обойму с осями уплотняющих роликов.

Жесткая бетонная смесь подается сверху, благодаря радиальному прессованию бетонной смеси формируемыми роликами гарантируется высокое качество изделий при отсутствии вибрации и шума.

Глава XXVI. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ АРМАТУРНЫХ РАБОТ

Арматурой железобетонных изделий (ЖБИ) называют стальные элементы, помещаемые в толщу бетона для придания ему высокой прочности. Стальная арматура, сцепленная с бетоном, воспринимает

растягивающие усилия в изделии, так как бетон на растяжение работает в 15...30 раз слабее, чем на сжатие. С целью повышения несущей способности ЖБИ и более полного использования упругих свойств стали арматуру натягивают, а армированный бетон называют напряженным.

Согласно СНиП II-21—75, арматурная сталь бывает:

стержневая периодического и гладкого профиля из углеродистой и легированной горячекатаной и холоднокатаной стали (Ст.3, Ст.5, 18Г2С, 25Г2С, 35ГС, 30ХГ2С по ГОСТ 5781—70 соответствует четырем классам арматуры: А-I, А-II, А-III, А-IV; сталь, упрочненная вытяжкой, имеет два класса: А-IIв и А-IIIв, а термически упрочненная — четыре класса: Ат-IV, Ат-V, Ат-VI, Ат-VII по ГОСТ 10884—61) диаметром более 10 мм;

проволочная обыкновенная В-I и высокопрочная гладкого В-II и периодического Вр-II профиля диаметром до 10 мм;

прядевая — свитые вместе семь (П7) или девятнадцать (П19) высокопрочных проволок, ГОСТ 7348—68;

канатная — свитые вместе две (К2×7, К2×19) или три (К3×7, К3×19) пряди, ГОСТ 7348—68.

1. Очистка, правка, резка, гнутье и упрочнение арматурной стали

Очистку арматурной стали от грязи, ржавчины, окалины до металлического блеска проводят с целью получения качественной сварки и прочности сцепления арматуры с бетоном.

Арматурную сталь диаметром до 14 мм очищают на станках для правки и резки, а прутки — на специальных станках с простым и сложным движением щеток.

Станок с простым движением щеток (рис. 181, а) состоит из двух электродвигателей 1, на валах которых установлены диски с пучками стальной проволоки (щетками 2). Между щетками проходит трубка 3 для подачи арматуры. По мере износа щеток зазор между ними регулируют сближением электродвигателей. Станок конструктивно прост, но не обеспечивает равномерной очистки прутка со всех сторон.

В станках со сложным движением щеток (рис. 181, б) щетки 2 совершают обкатывание вокруг арматурной стали, чем достигается лучшее качество очистки. Станок состоит из двух ободов: неподвижного наружного 5 и подвижного внутреннего 7, приводимого во вращение клиноременной передачей 6 от электродвигателя 1. Между ободами расположены четыре ролика 4, оси которых закреплены на подвижном ободе. На осях двух противоположных роликов установлены диски со щетками 2. Арматура подается через центральное отверстие подвижного обода. Частота вращения щеток 15...20 с⁻¹.

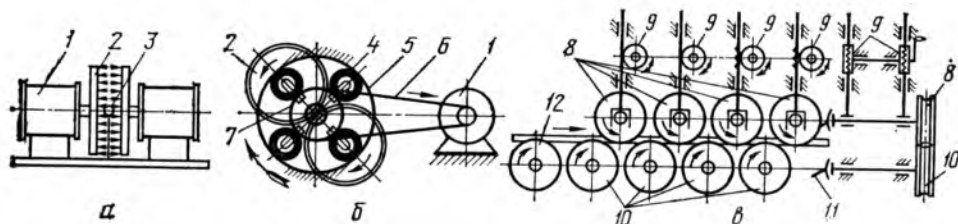


Рис. 181. Схемы станков для очистки арматурной стали с простым (а) и сложным (б) движением щеток и для ее правки (в):

1 — электродвигатели; 2 — щетка; 3 — направляющая трубка; 4 — ролики; 5 — неподвижный обод; 6 — клиноременная передача; 7 — подвижный обод; 8 — верхние правильные ролики; 9 — червячная передача; 10 — нижние правильные ролики; 11 — карданные валы; 12 — подающий ролик.

Применяется также пескоструйная чистка арматуры и механизированный инструмент с круглыми проволочными щетками. В отдельных случаях пользуются химическим способом очистки (травление в кислотах и щелочах).

Правка арматурной стали осуществляется на станках, которые воздействуют на стержни в холодном состоянии путем многократного пластического изгиба на многороликовых или барабанных правильных механизмах. Для правки стержней диаметром до 10 мм выпускают станки легкого типа с правильным барабаном; для правки и частичной очистки стержней диаметром 10...20 и 20...45 мм — станки соответственно легкого и тяжелого типа с правильными роликами. Скорость правки 0,7...2,0 м/с.

Правильный станок (рис. 181, в) состоит из двух рядов правильных роликов: нижних 10 и верхних 8, оси которых смещены относительно друг друга. Ролики имеют ручки криволинейной формы и приводятся во вращение карданными валами 11 от раздаточной коробки. Верхние правильные ролики — регулируемые, их поднимают и опускают червячной передачей 9. В горизонтальной плоскости также возможно смещение одних роликов относительно других. Регулировки в двух плоскостях выполняют так, чтобы материал в зависимости от диаметра и упругости выпрямлялся после прокатки за один раз. Станок оборудован консольным краном для подачи арматурных стержней.

Правильно-отрезные станки совмещают операции по размотке, очистке, правке, резке и в отдельных случаях насечке арматурной стали, поступающей в бунтах или прутках диаметром до 16 мм и длиной 2...9 м. Эти станки выпускают с периодической и непрерывной подачей арматуры. Основными механизмами являются механизмы правки, подачи, резки и отмеривания. Режущие ножи станков могут быть рычажными (имеют возвратно-поступательное движение) и дисковыми (совершают вращательное действие). Рычажные ножи проще по конструкции, но требуют остановки прутка в момент резки, что увеличивает износ тянущих роликов и снижает производительность. Дисковые ножи состоят из двух дисков с кольцевыми пазами для пропуска арматуры и двумя диаметрально расположенными ножами, которые перекрывают кольцевой паз, осуществляя резание при непрерывной протяжке арматуры.

Разновидностью рычажных ножей являются летучие ножи, которые при резании движутся вместе с прутком и после возвращаются в исходное положение.

Механизм правки выполняется в виде вращающихся барабанов или правильных роликов.

На рисунке 182 показан чертеж правильно-отрезного станка ИО-35Е для обработки арматурной стали диаметром до 16 мм. Правильное устройство станка состоит из правильных роликов 4 для предварительной правки арматуры в вертикальной плоскости и правильного барабана 10 для окончательной правки и чистки.

Проволока или стержень перемещается приводными подающими роликами 3 и 6 и отрезается после срабатывания конечного выключателя отмеривающего устройства рычажными ножами 7. Отмеривающее устройство устанавливают в требуемом месте в пределах длины приемного устройства 8, куда сбрасываются отрезанные стержни.

В момент резания тянущие ролики пробуксовывают, прекращая подачу стержня, что повышает точность резания до ± 1 мм. Средняя скорость подачи стержня до 0,5 м/с, а в конструкциях станков с дисковыми ножами — до 1,5 м/с (точность $\pm 1,5$ мм).

Качество правки арматуры зависит от настройки правильного барабана. Последний имеет одно осевое и девять сквозных радиальных отверстий, в которые с помощью регулировочных болтов устанавливают плашки, соприкасающиеся с арматурой. При смещении плашек к

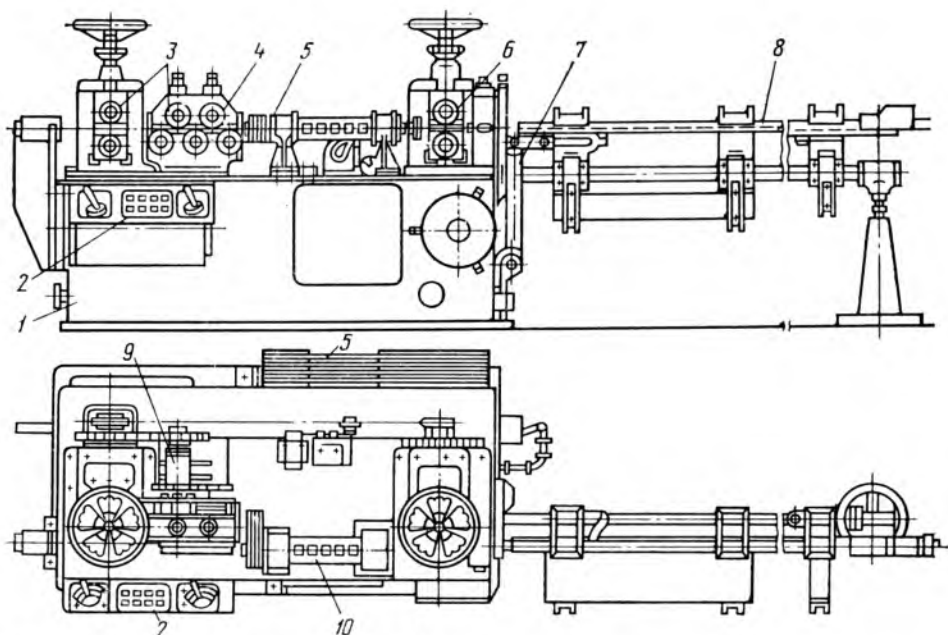


Рис. 182. Правильно-отрезной станок ИО-35Е:

1 — станина; 2 — пульт управления; 3, 6 — подающие ролики; 4 — правильные ролики предварительной правки; 5 — клиноременная передача; 7 — рычажные ножи; 8 — приемное устройство для отрезанных стержней; 9 — привод подающих роликов и ножей; 10 — правильный барабан.

оси барабана пруток приобретает форму пологой синусоиды, положение выступов и впадин которой непрерывно меняется по мере вращения барабана. Правильный барабан 10 с опорами крепится на станине 1 и приводится во вращение клиноременной передачей 5 от силового оборудования. Частота вращения правильного барабана зависит от марки стали, диаметра прутка и скорости протяжки и составляет $30 \dots 60 \text{ с}^{-1}$.

Резку арматурной стали выполняют при поступательном или вращательном движении ножей с механическим рычажным или гидравлическим приводом.

Проволоку и тонкую арматурную сталь режут на правильно-отрезных станках, а также пресс-ножницами или ручными машинами с дисковыми пилами трения, карборундовыми кругами. Применяют автогенную резку и ручные рычажные ножницы.

Прядевую и канатную арматуру режут дисковыми пилами трения, абразивными кругами и огневыми средствами.

Для резки стали диаметром до 40 мм применяют специальные станки С-370 (рис. 183) с механическим приводом. На станине 6, установленной на салазках 7, укреплены электродвигатель 1, приводные валы 2 и 8 с зубчатыми открытыми колесами и шкивом клиноременной передачи и коленчатый вал 3, приводящий в движение с помощью кулисного механизма подвижный нож 4. Неподвижный нож 5 закреплен на станине.

Максимальное усилие на ноже 350 кН, ход ножа 45 мм, частота резов $0,53 \text{ с}^{-1}$. Станок предназначен для резки арматуры класса А-I и А-II. При диаметре прутков менее 25 мм возможно одновременное резание нескольких прутков.

Станки с гидравлическим приводом СМ-3002 и С-445М обеспечивают усилие на ножах до 600 и 1 900 кН и позволяют разрезать более прочную арматуру диаметром до 40 и 70 мм. Станок СМ-3002 имеет горизонтально движущийся нож, а станок С-445М (рис. 184) оборудован верхним неподвижным и нижним подвижным ножом, перемещающимся в вертикальном направлении.

На раме 11 станка С-445М укреплены рабочий силовой гидроцилиндр 7, масляный бак 3, электродвигатель 1 и масляный насос 12. Неподвижный нож 6 с держателем установлен в верхней части цилиндра, подвижный нож соединяется со штоком, вертикально перемещаемым в цилиндре 7. В процессе резки арматуры масло подается в поршневую нижнюю полость цилиндра, подвижный нож поднимается и режет арматуру.

Гнутье стержней диаметром до 14 мм при небольших объемах работ осуществляют вручную на ручных станках или с применением ручных машин, а большим диаметром — холодным способом на станках малой мощности С-146А, СМ-3007 или большой мощности С-564 и С-565.

Наибольшее распространение получил станок С-146А (рис. 185). Внутри корпуса станка помещен электродвигатель 8, который посредством двух шкивов 9 и 10 клиноременной передачи и открытых сменных зубчатых колес 11 и 13 и колес 12, 14 и червячной пары 15, 16 передает вращающий момент рабочему диску 3.

Рабочая часть станка включает диск 3 с осевым пальцем 5 и загибающим роликом 4 и две планки 7 с гнездами для установки упорных пальцев 2. Горизонтальные ролики 6 облегчают перемещение арматуры.

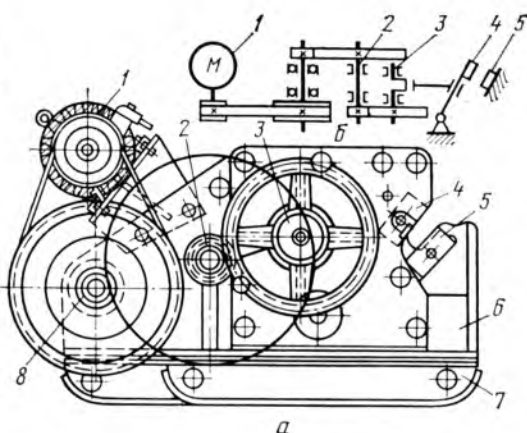


Рис. 183. Станок для резки арматурной стали С-370:

а — конструктивная схема; б — кинематическая схема; 1 — электродвигатель; 2, 8 — приводные валы; 3 — коленчатый вал; 4, 5 — подвижный и неподвижный ножи; 6 — станина; 7 — салазки.

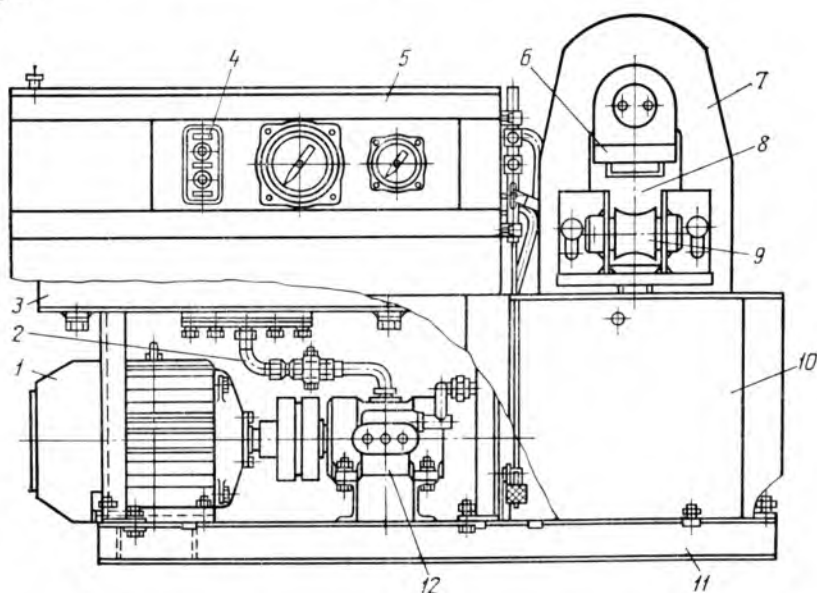
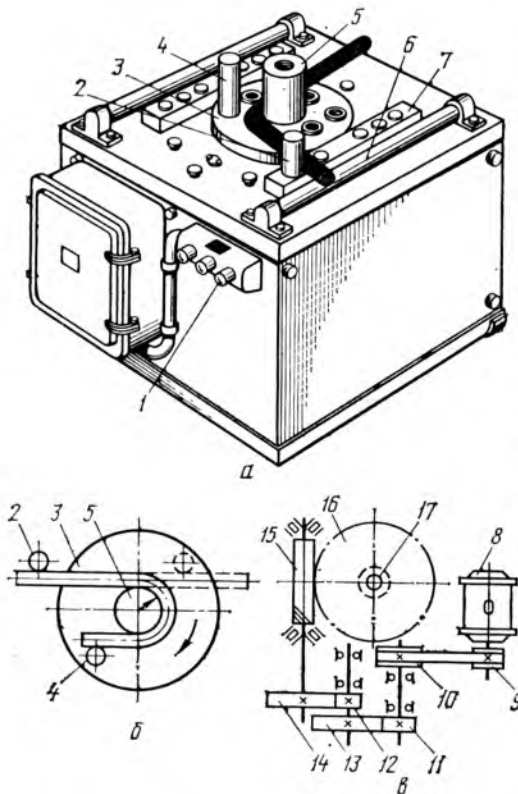


Рис. 184. Станок для резки арматурной стали с гидроприводом С-445М:

1 — электродвигатель; 2 — трубопровод системы гидравлического привода; 3 — масляный бак; 4 — система управления; 5 — защитный кожух; 6 — неподвижный нож с держателем; 7 — рабочий силовой цилиндр; 8 — отверстие для пропуска арматуры; 9 — ролики для продвижения стержня; 10 — нижняя часть рабочего цилиндра с подвижным ножом; 11 — рама; 12 — насос гидравлической системы.

Рис. 185. Станок С-146А для гнутья стержневой арматуры:



а — общий вид; *б* — схема загиба крюка; *в* — кинематическая схема; 1 — пульт управления; 2 — упорный палец; 3 — рабочий диск; 4 — загибающий ролик; 5 — осевой палец; 6 — горизонтальные ролики для перемещения арматуры; 7 — планки с гнездами для установки упорных пальцев; 8 — электродвигатель; 9, 10 — шкивы клиноременной передачи; 11, 12, 13, 14 — открытые зубчатые колеса; 15, 16 — червячные пары; 17 — вертикальный вал.

При вращении рабочего диска 3 вокруг осевого пальца 5 поворачивается загибающий ролик 4, передавая изгибающую нагрузку на стержень. Упорный палец 2 остается неподвижным в гнезде планки 7 и удерживает стержень на столе.

В зависимости от диаметра стержней используют комплект сменных пальцев различного диаметра. Замена колес 11 и 13 позволяет в широком диапазоне регулировать усилие и скорость вращения диска при постоянной мощности двигателя. При диаметре стержня ме-

нее 28 мм можно увеличить число одновременно загибаемых стержней в несколько раз.

За одно рабочее перемещение диска можно сделать два загиба, если установить два загибающих ролика и вынуть осевой палец.

При загибе арматуры следует учитывать, что стержень удлиняется и вытягивается, поэтому на длину стержня, чтобы он соответствовал размерам чертежа, необходимо вводить поправки на каждый загиб, зависящие от диаметра стержня и угла гнутья.

Напряжение, создаваемое загибающим роликом в стержне, должно превышать предел текучести материала при изгибе.

Останавливают станок вручную или автоматически конечным выключателем, устанавливаемым в положении, обеспечивающем заданный угол гнутья с поправкой на упругую отдачу.

В мощных станках обязательно применяют автоматический останов рабочего диска, а загибающий ролик и осевой и упорный пальцы устанавливают на подшипниках, что облегчает движение стержня и уменьшает износ пальцев.

Гнутье сеток шириной до 3 м из стержней диаметром до 12 мм осуществляют на станке 7251А (рис. 186). Он имеет пневматический привод. С этой целью станок оборудован компрессором 8 и пневмоцилиндром 7 с системой управления одной или нескольких идентичных секций (две при ширине сеток 6 м и три при ширине сеток 9 м).

На рабочий стол 1 укладывают сетку 2 до передвижного упора и крючками 3, расположенными на траверсе 6 вдоль всей ширины сетки, фиксируют в горизонтальной плоскости. Правая часть сетки загибается вверх на заданный (до 120°) угол загибочной балкой 4, которая поднимается на поворотных рычагах 5 с помощью пневмоцилиндров 7.

Конечные выключатели, срабатываемые от подвижных упоров, через автоматическую систему переключают подачу воздуха из нижней

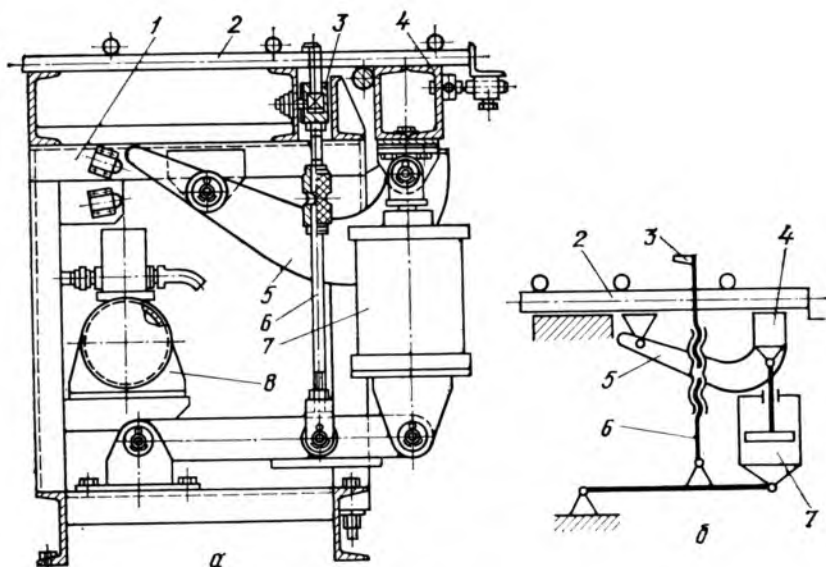


Рис. 186. Станок 7251А для гнутья сварных сеток и изготовления гнутых сварных арматурных каркасов:

а — конструкция; б — схема работы; 1 — рабочий стол; 2 — сетка; 3 — крючки; 4 — гибочная балка; 5 — поворотные рычаги; 6 — траверса; 7 — пневмоцилиндр; 8 — компрессор с ресивером.

полости в верхнюю, и поршень опускается вниз, освобождая крючки от сетки.

Упрочнение арматурной стали осуществляют механическим и электротермическим способами. Механический способ упрочнения арматурной стали в холодном состоянии, повышающий предел текучести стали при растяжении, достигается вытяжкой, сплющиванием, скручиванием и волочением. Электротермическое упрочнение арматурной стали осуществляют на установках, обеспечивающих нагрев, закалку, нагрев с отпуском с целью повышения прочности и предела текучести арматуры класса А-II, А-III почти в 2 раза.

2. Натяжение и сварка арматуры

Для создания равнопрочных по всей длине железобетонных конструкций стальную арматуру, находящуюся в зоне растяжения, натягивают (натягивают), сближая тем самым предельные деформации стали и бетона. Это предотвращает образование трещин бетона на растянутой стороне изделия, повышает его несущую способность, уменьшает массу и экономит расход металла и цемента.

Высокая трещиностойкость предохраняет арматуру от коррозии, что особенно важно для сооружений, находящихся под постоянным давлением воды или других сред (плотины, резервуары, трубы).

Предварительное напряжение изделия может достигаться двумя принципиально отличными способами: до и после бетонирования.

По первому способу арматуру натягивают на форму или упоры перед укладкой бетонной смеси, а после укладки и затвердения это напряжение передается всему изделию.

Вторым способом натяжение создают в готовом изделии, затвердевший бетон, а не форма воспринимает усилия от арматуры. Этот способ позволяет собирать сооружение из отдельных блоков, ускоряя процесс строительства. Разновидность способа — навивка проволоочной арматуры на готовое изделия (труба, круглый резервуар), то есть способ непрерывного армирования.

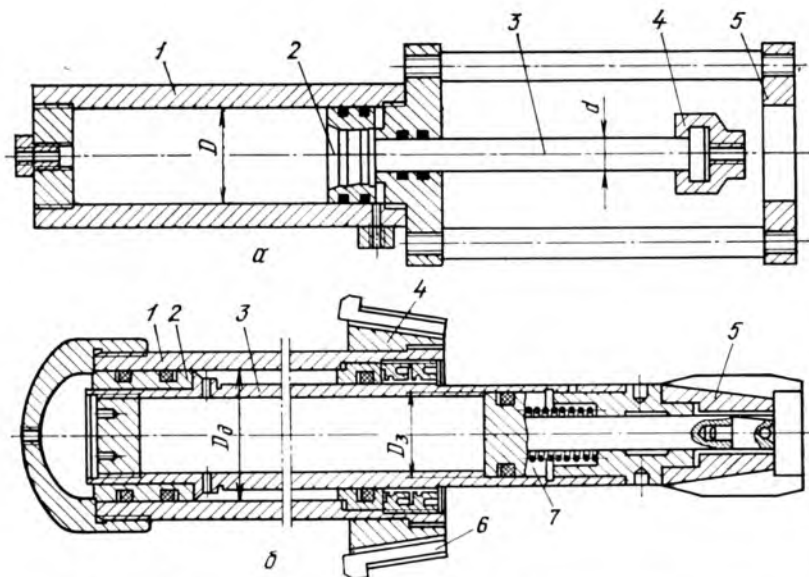


Рис. 187. Схемы гидравлических домкратов для натяжения арматуры:

a — стержневой; *б* — пучковый; 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — захватное устройство; 5 — упор; 6 — распорные клинья; 7 — поршень заклинивающего устройства.

Чтобы обеспечить необходимое сцепление бетона с арматурой, применяют арматуру периодического профиля из высокопрочной арматурной стали.

Арматуру натягивают механическим, электротермическим или электротермомеханическим способами. Механическим способом натягивают арматуру из высокопрочной проволоки, стержней, прядей и канатов с помощью гидравлических домкратов. Электротермический способ применяют при стержневой арматуре. Электротермомеханический способ, сочетающий нагрев и механическое натяжение, используют при натяжении прядевой и проволоочной арматуры.

Гидравлические домкраты по условию применения классифицируют на стендовые и переносные, по конструкции — для натяжения проволоочных пучков, отдельных проволок или стержней. Их изготавливают по ГОСТ 9829—78.

Гидравлические домкраты ДГС-31,5-200 и ДГС-63-315 (рис. 187, *a*) предназначены для натяжения отдельных стержней, прядей или арматурных пучков. Они имеют наконечники с резьбой для присоединения к захватному устройству 4 и отличаются длиной хода (200 и 315 мм) и наибольшим усилием натяжения (315 и 630 кН) для стержней диаметром 28 и 40 мм.

Перед началом натяжения на арматурный стержень, пропущенный через отверстие упора 5, наворачивают захватное устройство 4 и анкерную гайку. Домкрат упирают в анкерную плиту и подают масло от насосной станции в штоковую полость цилиндра 1, заставляя перемещаться поршень 2 со штоком 3 и осуществлять натяжение. После этого анкерную гайку по стержню смещают до упора в анкерную плиту, переключают маслопроводы, отсоединяют домкрат и переносят его на новую позицию.

Гидравлический домкрат СМ-529 (рис. 187, *б*) служит для натяжения проволоочной арматуры, которую крепят к захватному устройству 4 клиньями 6. Анкерная плита имеет коническую втулку, по ее периферии разводят проволоки и после натяжения их закрепляют конической пробкой.

Под давлением масла, поступающего в цилиндр 1, последний перемещается по неподвижному штоку 3 с поршнем 2 до требуемого натяжения, контролируемого манометром гидросистемы. После этого масло подают внутрь полого штока 3. Оно воздействует на поршень 7, который штоком запрессовывает коническую пробку в анкерную плиту, заклинивая натянутые проволоки. Затем гидросистему переключают на слив, освобождают концы проволок из устройства 4 и снимают домкрат.

Гидравлические домкраты ДГП-31,5-200 и ДГП-63-315 для натяжения арматурных пучков, состоящих из 12 или 24 проволок диаметром 5 мм, имеют два цилиндра: один для натяжения пучка, другой для запрессовки проволок после натяжения.

Для натяжения мощных многорядных пучков применяют гидравлические домкраты типа МТ, развивающие усилие до 1,5 МН при давлении до 40 МПа. При подборе гидравлических домкратов определяют потребное максимальное усилие (Н):

$$P = i S \sigma k_a \leq 0,25 p \pi (D^2 - d^2) \eta,$$

где i — число одновременно натягиваемых стержней, проволок; S — площадь поперечного сечения одного элемента, м^2 ; σ — расчетное напряжение, Н/м^2 ; $\sigma = 0,65 \sigma_T$; σ_T — предел текучести материала арматуры, Н/м^2 ; k_a — коэффициент запаса натяжения; $k_a = 1,1$; p — давление в гидросистеме, Н/м^2 ; D, d — диаметры поршня и штока, м (для гидравлического домкрата, изображенного на рисунке 187, б, в скобку следует подставлять D_d^2); η — КПД гидравлического домкрата; $\eta = 0,94 \dots 0,96$.

Ход поршня для полного натяжения арматуры (м):

$$l = \sigma L E^{-1} + A \approx 0,01 L,$$

где L — длина натягиваемой арматуры, м; E — модуль упругости материала арматуры, Н/м^2 ; A — запас свободного хода, м; $A = 0,05$ м.

Навивку напряженной спиральной арматуры на отформованный и затвердевший железобетонный сердечник (железобетонная труба, резервуар) выполняют арматурно-навивочными станками или машинами. Натяжение проволоки регулируется электромагнитной порошковой муфтой, тормозящей подачу проволоки на подвижную каретку (а для резервуаров диаметром до 45 м и вращающуюся). Высокопрочную проволоку диаметром до 5 мм навивают с расчетным шагом по спирали, после чего ее покрывают защитным слоем.

Оборудование для сварки арматуры является основным, так как трудоемкость сварочных работ составляет около 50 % общей трудоемкости производства арматурных работ, и от их качества зависит несущая способность железобетонных изделий. Сварочные работы регламентированы ГОСТ 10922—64 и СН 393—78.

- Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. — М.: Высшая школа, 1981. — 336 с.
- Баловнев В. И. Дорожно-строительные машины с рабочими органами интенсифицирующего действия. — М.: Машиностроение, 1981. — 224 с.
- Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. — М.: Высшая школа, 1977. — 256 с.
- Бауман В. А., Клушанцев Б. В., Мартынов В. Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. — М.: Машиностроение, 1981. — 324 с.
- Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. — М.: Машиностроение, 1971. — 358 с.
- Волков Д. П., Николаев С. Н., Марченко И. А. Надежность роторных траншейных экскаваторов. — М.: Машиностроение, 1972. — 208 с.
- Домбровский Н. Н., Панкратов С. А. Землеройные машины. Часть I. Одноковшовые экскаваторы. — М.: Госстройиздат, 1961. — 652 с.
- Домбровский Н. Г., Картвелишвили Ю. Л., Гальперин М. И. Строительные машины. Часть I. — М.: Машиностроение, 1976. — 392 с.
- Дорожные машины. Часть I. Машины для земляных работ/Т. В. Алексеева, К. А. Артемьев, А. А. Бромберг и др. — М.: Машиностроение, 1972. — 504 с.
- Дорожные машины. Часть II. Машины для устройства дорожных покрытий/К. А. Артемьев, Т. В. Алексеева, В. Г. Белокрылов и др. — М.: Машиностроение, 1982. — 396 с.
- Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керов И. П. Машины для земляных работ. — М.: Машиностроение, 1975. — 424 с.
- Машины для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов/С. А. Варганов, Г. С. Андреев, П. И. Марков и др. — М.: Машиностроение, 1981. — 240 с.
- Меламут Д. Л. Гидромеханизация в мелиоративном и водохозяйственном строительстве. — М.: Стройиздат, 1981. — 304 с.
- Мелиоративные машины /Б. А. Васильев, В. Б. Гантман, В. В. Комиссаров и др. — М.: Колос, 1980. — 351 с.
- Расчет и проектирование дорожно-строительных машин на ЭВМ/Е. Ю. Малиновский, Л. Б. Зарецкий, Ю. Г. Беренгард и др. — М.: Машиностроение, 1980. — 216 с.
- Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. — М.: Наука, 1972. — 440 с.
- Суриков В. В. Мелиоративные работы зимой. — М.: Колос, 1980. — 270 с.
- Ульянов Н. А., Ронинсон Э. Г., Соловьев В. Г. Самоходные колесные землеройно-транспортные машины. — М.: Машиностроение, 1976. — 354 с.
- Федоров Д. И. Рабочие органы землеройных машин. — М.: Машиностроение, 1977. — 288 с.
- Хархута Н. Я. Машины для уплотнения грунтов. — Л.: Машиностроение, 1973. — 176 с.
- Холодов А. М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1968. — 156 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абразивность 67
Автобетоновозы 311
Автобетоносмесители 312
Автогрейдеры 180
Агрегатирование 14
- Бадьи 321
Бетоно-растворонасосы 313
Бетоносмесители 301, 308
Бетоукладчики 336
Бульдозеры 169
Бункера 150, 258
- Вибраторы глубинные 324
— наружные 324
— поверхностные 323
Вибровозбудители 53, 55
Виброизоляторы 63
Виброплиты 265
Виброплощадки 330
Виброформы 324
Виброхоты 322
- Гидродомкраты 344
Гидромеханический ходоуменьшитель
138, 145
Гидромонитор 213
Гидромуфта 22
Гидротрансформатор 22
Гидроэлеватор 215
Гравиемояка 294
Грейдеры 179
Грейдер-элеваторы 188
Грейферы 94, 120
Грунты талые 64
— мерзлые 64, 219
Грунтовые насосы 218
- Дозаторы 297
Долговечность 11
Драглайн 116
Дробилки щековые 281
— конусные 284
— валковые 287
— роторные 288
— молотковые 289
Дробильно-сортировочные установки 395
- Жесткость бетонной смеси 301
- Земснаряды 215
- Катки вибрационные 267
— гладкие 254
— кулачковые 255
— пневмоколесные 257
— решетчатые 257
— с падающими грузами 263
— сегментные 256
Качество 5, 6
Колесная формула автогрейдера 178
— тягача 50
- Копание грунта 74
Копры 274
- Лебедки 32, 105
— главные двухбарабанные 110
— стрелоподъемные 112
Лопата прямая 112
— обратная 120
- Маневренность 12, 37
Машины вибрационные 53
— виброштампующие 331
— дискофрезерные 133, 242
— для бетонных работ 297
— — гидромеханизации 213
— — дробления и сортирования материалов 290
— — земляных работ 94, 132, 167, 169, 178
— — разрушения мерзлых и прочных грунтов 219
— — свайных работ 269
— землеройно-транспортные 169
— землеройно-фрезерные 167, 236
— непрерывного действия 7, 132
— строительные 5
— трамбующие 136, 261
— ударно-вибрационные 60
— циклического действия 7, 94
- Механизмы напора 118
— — зависимые 119
— — канатные 119
— — комбинированные 119
— — кремальберные 116
— — независимые 119
— передвижения 37, 48, 51
— поворота 115
- Моделирование 81
— приближенное физическое 85
- Молоты вибрационные 61, 228
— гидравлические 230, 273
— гидрозахватные 232
— гидропневматические 228
— дизельные 271
— пневматические 232
— электромеханические 233
- Надежность 11
Насадок 213
Насосы аксиально-плунжерные 126
— шестеренные 26, 143
- Оборудование баровое 157
— для арматурных работ 337
— копровое 274
— силовое 15
— ходовое 37
- Передачи гидрообъемные 22
— гидродинамические 22
Пневмотранспортные установки 320
Производительность теоретическая 8

— техническая 9
— эксплуатационная 9
Пройодимостъ 11, 37

Резание грунта 73
Растворонасосы 317
Рыхлители 234
— вибровальцовые 237
— винтоклиновые 239
— статико-динамические 236

Седельно-сцепное устройство 204

Система управления 24
— — автоматизированная 33
— — гидравлическая 25
— — канатно-блочная 32
— — комбинированная 33
— — пневматическая 28
— — редукторная 32
— — рычажно-механическая 32
— — электрическая 32

Скреперы 198

— самоходные 203
— с элеваторной загрузкой 199, 209

Способы уплотнения грунта 250

— разрушения грунта 72

Стандартизация 14

Станки для заготовки арматуры 338

Струг-метатели 188, 192

Технологическая конструкция 11

Типаж машины 15

Тормоза 28

Трамбовки 261

Ударник ДорНИИ 70

Унификация 14

Уплотненное ядро 75

Устойчивость машин 12, 132

Форсунка 272

Фрикционы 101

Характеристика двигателя 16

Цемент-пушка 334

Частота вращения 19

Шины пневматические 46

Шнек 137

Экономический эффект 12

Экскаваторы непрерывного действия 12

— одноковшовые 94

— — с гибкой подвеской рабочего оу
гана 94

— — с жесткой подвеской рабочего оу
гана 95, 122

— — с телескопическим оборудованием
97, 125

— роторные радиального копания 152

— траншейные цепные 134

— — роторные 143

— цепные поперечного копания 149

Элеватор скребковый 200, 205, 245

Этапы проектирования машин 13

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
-----------------------	---

Раздел 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ

Глава I. Характеристики машин. Основные параметры и технико-экономические показатели	5
1. Требования к строительным машинам	5
2. Конструктивно-компоновочная, кинематическая, гидравлическая и электрическая схемы	7
3. Конструктивно-эксплуатационные характеристики машин	8
4. Сравнение машин и определение их эффективности	12
5. Этапы проектирования. Типаж машин. Унификация и стандартизация сборочных единиц и агрегатов	13
Глава II. Силовое оборудование и трансмиссии строительных машин	15
1. Механическая характеристика дизеля	18
2. Механическая характеристика системы «дизель — механическая трансмиссия»	19
3. Гидравлические приводы	21
4. Дизель-пневматический и дизель-электрический приводы	23
Глава III. Системы управления	24
1. Гидравлические системы управления	25
2. Пневматические системы управления	28
3. Канатно-блочная, редукторная и механическая рычажная системы управления	32
4. Электрические системы управления	32
5. Комбинированные системы управления	33
6. Автоматизация систем управления	33
Глава IV. Ходовое оборудование строительных машин	37
1. Гусеничный ход	37
2. Пневмоколенный ход	46
3. Шагающий ход	51
4. Рельсовый ход	52
5. Плавающий ход	52
Глава V. Вибрационные и виброударные устройства	53
1. Общие сведения о вибрационной технике	53
2. Центробежные вибровозбудители общего назначения	55
3. Ударно-вибрационные машины	60
4. Виброизоляция	63

Раздел 2. МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Глава VI. Основы взаимодействия рабочих органов строительных машин с грунтом	64
1. Основные физико-механические свойства грунтов	64
2. Типы рабочих органов и процессы взаимодействия с грунтом	72
3. Теория резания грунтов	76
4. Особенности резания грунтов активными рабочими органами	80
Глава VII. Моделирование рабочих процессов строительных машин	81
1. Основные положения теории размерности, подобия и моделирования	81
2. Определение критериев подобия с помощью анализа размерности	82

3. Определение критериев подобия с помощью анализа систем уравнений . . .	84
4. Приближенное физическое моделирование	85
Глава VIII. Динамика землеройных и землеройно-транспортных машин . . .	87
Глава IX. Одноковшовые экскаваторы	94
1. Назначение и область применения одноковшовых экскаваторов в водохозяй-	
ственном строительстве	94
2. Кинематические схемы одноковшовых универсальных строительных экскава-	
торов	96
3. Устройство и процесс работы одноковшовых экскаваторов	103
4. Основы теории и расчета одноковшовых экскаваторов	127
Глава X. Экскаваторы непрерывного действия	132
1. Общие сведения. Классификация	132
2. Назначение, конструкция и принцип работы траншейных экскаваторов . . .	134
3. Карьерные экскаваторы непрерывного действия	149
4. Основы теории и расчета экскаваторов непрерывного действия	156
Глава XI. Землеройно-фрезерные машины	167
Глава XII. Бульдозеры	169
1. Типы бульдозеров и область их применения	169
2. Конструкция бульдозеров	169
3. Параметры бульдозера	172
4. Тяговый расчет. Производительность	174
5. Силы, действующие на бульдозер. Расчетные положения	176
Глава XIII. Грейдеры и автогрейдеры	178
1. Назначение, принцип работы, область применения и классификация . . .	178
2. Конструкция грейдеров и автогрейдеров	179
3. Расчет автогрейдеров	183
Глава XIV. Грейдер-элеваторы и струг-метатели	188
1. Назначение, принципы работы, область применения и классификация . . .	188
2. Конструктивно-компоновочные схемы грейдер-элеваторов и струг-метателей	189
3. Расчет грейдер-элеваторов	194
Глава XV. Скреперы	198
1. Назначение, классификация и принципы работы	198
2. Конструкция скреперов	202
3. Расчет скрепера	205
Глава XVI. Машины и оборудование для гидромеханизации	213
Глава XVII. Машины и механизмы для разрыхления и разработки прочных и	
мерзлых грунтов	219
1. Машины динамического действия для объемного разрушения и рыхления	
мерзлых и прочных грунтов крупным сколом	221
2. Машины для послойного рыхления мерзлого грунта	234
3. Машины для нарезания щелей и прокладки траншей в мерзлых грунтах . .	239
Глава XVIII. Машины для уплотнения грунтов	249
1. Общие сведения об уплотнении грунтов и грунтоуплотняющих машинах . .	249
2. Факторы, влияющие на уплотнение грунта механическими способами . . .	251
3. Катки	253
4. Трамбующие машины	261
5. Вибрационные машины	264
Глава XIX. Машины для свайных работ	269
1. Сваепогружающее оборудование	269
2. Копры и копровое оборудование	274
3. Основные параметры молотов и вибропогружателей	276
Раздел 3. ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ	
Глава XX. Машины для дробления каменных материалов	278
1. Теория измельчения	279
2. Машины для дробления материала	280
3. Машины для помола	289

Глава XXI. Машины для сортирования и обогащения строительных материалов	290
1. Общие сведения. Показатели сортирования и обогащения	290
2. Механические грохоты	292
3. Машины для промывки и гидравлической классификации строительных материалов	294
Глава XXII. Дробильно-сортировочные заводы и установки	295

Раздел 4. МАШИНЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БЕТОННЫХ И ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ РАБОТ

Глава XXIII. Машины для приготовления бетонной смеси и строительных растворов	297
1. Дозаторы для составляющих бетонной смеси и строительных растворов	297
2. Бетоно- и растворосмесители	301
3. Бетоно- и растворосмесительные установки	307
4. Основы теории и расчета бетоносмесителей	308
Глава XXIV. Машины и оборудование для транспортирования бетонной смеси и строительных растворов	311
1. Автобетоновозы и автобетоносмесители	311
2. Бетоно- и растворонасосы	313
3. Пневмотранспортная установка для транспортирования бетонной смеси и строительных растворов	320
4. Дополнительное оборудование для транспортирования бетонной смеси и строительных растворов	321
Глава XXV. Машины для укладки и уплотнения бетонной смеси	322
1. Вибрационные машины для уплотнения бетонной смеси	322
2. Вибрационные площадки	330
3. Виброштампующие машины	331
4. Оборудование для изготовления изделий прессованием	333
5. Машины для торкретирования	333
6. Установка для вакуумирования бетонной смеси	334
7. Оборудование для уплотнения бетонной смеси центрифугированием	335
8. Бетоноукладчики	336
9. Уплотняющие органы роликового типа	337
Глава XXVI. Оборудование для арматурных работ	337
1. Очистка, правка, резка, гнутье и упрочнение арматурной стали	338
2. Натяжение и сварка арматуры	343
Указатель литературы	346
Предметный указатель	347

Вячеслав Васильевич Суриков, Борис Андреевич Васильев, Владимир Бенцианович Гантман, Иосиф Ильич Мер, Анатолий Николаевич Павлинов, Виктор Иванович Поддубный

**СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ
ГИДРОМЕЛИОРАТИВНЫХ РАБОТ**

Заведующая редакцией Г. М. Попова
Редактор Г. П. Попова
Художественный редактор Н. А. Никонова
Технические редакторы Е. В. Соломович,
Ю. Г. Сударенко
Корректор Д. Е. Ткачева

ИБ № 3407

Сдано в набор 20.12.84. Подписано к печати 05.04.85. Т-08358.
Формат 70×108¹/₁₆. Бумага тип. № 3. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 30,8. Усл. кр.-отт. 30,8. Уч.-изд. л.
32,55. Изд. № 77. Тираж 9000 экз. Заказ № 68. Цена 1 р. 40 к.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат»,
107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спаская, 18.

Владимирская типография Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли
600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7