

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

Н.И. Березовский
А.В. Нагорский

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей

1-51 02 01 «Разработка месторождений полезных ископаемых»,
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование»
и 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства»

В 3 частях

Часть 1

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ БУЛЬДОЗЕРА

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь
по образованию в области горнодобывающей промышленности*

Минск
БНТУ
2012

УДК 622.002.5(075.8)

ББК 33.16я7

Б 48

Р е ц е н з е н т ы:

канд. техн. наук, доцент *А.А. Кологривко*;

канд. техн. наук, доцент *Г.В. Казаченко*

Березовский, Н.И.

Б 48 Горные машины и оборудование: учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-51 02 01 «Разработка месторождений полезных ископаемых», 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» и 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства»: в 3 ч. / Н.И. Березовский, А.В. Нагорский. – Минск: БНТУ, 2012. – Ч. 1: Проектный расчет эксплуатационных параметров бульдозера. – 44 с.

ISBN 978-985-525-864-4 (Ч. 1).

В учебно-методическом пособии представлены обзор конструктивных особенностей и методика проектного расчета эксплуатационных параметров бульдозеров, широко применяемых на открытых горных работах для подготовки полезных ископаемых к выемке, при раздельной выемке пород, при подборе развалов взорванного материала и перемещении его к месту погрузки, при перемещении вскрышной породы во внутренние отвалы, при выполнении планировочных работ в отвалах, при рекультивации карьеров и т. д.

Пособие предназначено для практических занятий со студентами специальностей 1-51 02 01 «Разработка месторождений полезных ископаемых», 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» и 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства», а также может быть использовано в курсовом и дипломном проектировании.

УДК 622.002.5(075.8)

ББК 33.16я7

ISBN 978-985-525-864-4 (Ч. 1)

ISBN 978-985-525-865-1

© Березовский Н.И.,

Нагорский А.В., 2012

© БНТУ, 2012

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.	4
1. Конструктивные особенности, назначение и области применения бульдозеров на открытых горных работах.	5
2. Методика проектного расчета конструктивных и эксплуатационных параметров бульдозера.	13
2.1. Вводная часть.	13
2.2. Расчет конструктивных параметров бульдозерного оборудования.	14
2.3. Тяговый расчет.	15
2.4. Статический расчет.	25
2.5. Расчет производительности.	34
Список использованных источников.	38
Приложения.	39
Приложение А. Исходные данные к проектному расчету эксплуатационных параметров бульдозера.	39
Приложение Б. Принципиальная гидравлическая схема управления рабочим оборудованием бульдозера.	42
Приложение В. Рабочее оборудование бульдозера с полусферическим отвалом.	43

ВВЕДЕНИЕ

Бульдозеры являются одним из основных средств комплексной механизации открытых горных работ на карьерах строительных материалов. Они широко применяются для механизации основных и вспомогательных процессов благодаря их высокой энерговооруженности, хорошей проходимости, маневренности, сравнительно небольшим размерам и массе, относительно невысокой стоимости.

Бульдозеры используются для производства вскрышных, добычных и отвальных работ: перемещения вскрыши или горной породы на небольшое расстояние с целью отвалообразования или раздельной выемки горных пород, выполнения планировочных и уборочных работ в забое совместно с погрузочными средствами, удаления негабарита, сооружения и поддержания дорог для автотранспорта, перемещения и планирования плодородного слоя при рекультивации и т. д. На вспомогательных работах бульдозеры применяются для расчистки поверхностей от леса и кустарника, удаления растительного слоя, снега, засыпки выемок, сооружения дамб, строительства и поддержания дорог, при формировании штабелей и погрузке полезных ископаемых на складах.

Для эффективного использования данных средств механизации горный инженер должен не только знать их конструктивные особенности и принцип работы, но и уметь обоснованно выбирать параметры при проектировании соответствующих технологических процессов горного производства, а также квалифицированно эксплуатировать машины в конкретных горно-геологических условиях.

Целью учебно-методического пособия является формирование и развитие у студентов практических навыков проектного расчета конструктивных и эксплуатационных параметров предназначенного для разработки горных пород заданной категории бульдозера на базе гусеничного трактора с выбранной мощностью двигателя и площадью опорной поверхности движителя. С этой целью учебно-методическое пособие включает в себя обзорную информацию по конструкции бульдозеров, методические указания к практическим расчетам, необходимые справочные материалы, список рекомендуемой литературы, набор индивидуальных заданий для отработки практических навыков проектного расчета, приложения.

1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ, НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БУЛЬДОЗЕРОВ НА ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ

Бульдозер – выемочно-транспортирующая горная машина (рисунок 1.1), состоящая из базового тягача и навесного рабочего оборудования, предназначенная для послойного срезания, перемещения и разравнивания (планирования) горной породы.

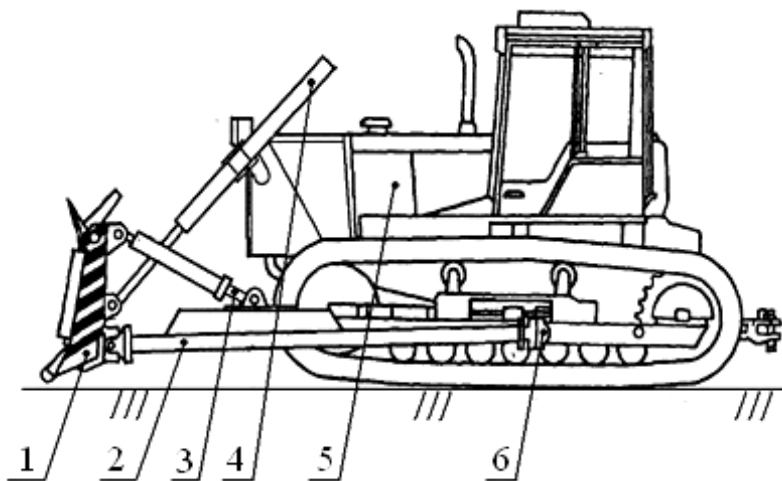


Рисунок 1.1 – Общий вид бульдозера:
1 – отвал; 2 – толкающая рама; 3 – раскос;
4 – гидроцилиндр управления отвалом; 5 – базовая машина;
6 – шарнир упряжный

Основным исполнительным органом рабочего оборудования бульдозера является отвал, навешенный на базовую машину при помощи толкающей рамы и механизма управления. Отвал представляет жесткую сварную конструкцию коробчатого сечения, лобовая цилиндрическая поверхность которого образуется изогнутыми стальными листами. По нижней кромке лобового листа к отвалу крепятся съемные ножи для подрезания породы. Толкающая рама присоединена к базовой машине при помощи шарнирной упряжи и

предназначена для передачи отвалу от машины тягового усилия, необходимого для резания и перемещения породы. Механизм управления предназначен для поворота и фиксации толкающей рамы относительно оси упряжных шарниров с целью регулирования величины заглабления или подъема отвала относительно несущей поверхности.

Рабочий процесс разработки породы бульдозером осуществляется путем заглабления отвала в породу с одновременным ее подрезанием; накопления породы перед отвалом в виде так называемой призмы волочения; постепенного выглабления отвала с одновременным перемещением породы волоком по поверхности целика на требуемое расстояние за счет тягового усилия базовой машины. В связи с тем, что при перемещении призмы волочения происходит частичная потеря ее объема в боковые валики, отвал должен находиться в минимально заглабленном положении, позволяющем компенсировать эти потери. При подходе бульдозера к месту разгрузки отвал постепенно поднимается над опорной поверхностью, в результате чего происходит отсыпка породы. Затем отвал фиксируется в поднятом транспортном положении и машина возвращается к началу забоя, после чего цикл повторяется.

В зависимости от целевого назначения и условий работы бульдозеры классифицируются по типу движителя базовой машины, по номинальному тяговому усилию и мощности двигателя, по конструкции рабочего оборудования, по виду системы управления рабочим оборудованием, по форме и назначению исполнительных органов.

По типу движителя бульдозеры делятся на *гусеничные* и *колесные*. На открытых горных работах используются преимущественно гусеничные бульдозеры, т. к. они более приспособлены для работы в тяжелых грунтовых условиях, имеют большую производительность и проходимость, чем колесные. Пневмоколесные бульдозеры применяются в более легких грунтовых условиях и преимущественно тогда, когда требуется частое их перебазирование на значительные расстояния.

Классификация бульдозеров **по номинальному тяговому усилию и мощности двигателя базовой машины** представлена в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Деление бульдозеров на классы по тяговому усилию и мощности двигателя базовой машины [3]

Категории бульдозеров	Класс	Тяговое усилие, кН	Мощность двигателя, кВт
Малогабаритные	6–9	До 25	До 15
Легкие	14–40	25–135	15–60
Средние	60–150	135–200	60–110
Тяжелые	250–350	200–300	110–220
Сверхтяжелые	500–1000	Свыше 300	510–880

В настоящее время типоразмерный ряд бульдозеров, выпускаемых преимущественно в Российской Федерации, включает базовые машины тяговых классов 30, 40, 90, 100, 110, 150, 200, 250, 350, 500 и 750 кН. За основной классификационный параметр бульдозера принимается номинальное тяговое усилие (класс), характеризующее наибольшую эффективность бульдозерно-рыхлительного оборудования в распространенных (типовых) условиях эксплуатации. В качестве типовых приняты условия разработки суглинка с влажностью не более 10 % при оптимальном коэффициенте сцепления базовой машины с грунтом $\varphi = 0,83$ и коэффициенте буксования $\delta = 12\text{--}20\%$. Необходимо отметить, что под тяговым усилием здесь понимается горизонтальная составляющая силы сопротивления передвижению бульдозера, которую способна преодолеть базовая машина в типовых грунтовых условиях. Номинальное тяговое усилие зависит от массы базовой машины и бульдозерного оборудования.

На карьерах горнодобывающей отрасли наиболее широко применяются средние и тяжелые бульдозеры на базе серийно выпускаемых гусеничных тракторов с тяговыми усилиями 100, 150, 200, 250 кН, а также ограниченно-сверхтяжелые с тяговыми усилиями 350, 500, 750 кН.

По конструкции рабочего оборудования различают бульдозеры с неповоротным в плане, поворотным и универсальным отвалом.

В бульдозере *с неповоротным отвалом* отвал шарнирно крепится и жестко связывается с толкающими брусками перпендикулярно оси базовой машины.

В бульдозере *с поворотным отвалом* отвал шарнирно крепится к универсальной раме и может жестко устанавливаться как перпендикулярно оси базовой машины, так и с поворотом в горизонтальной

плоскости на угол до 60° в любую сторону от продольной оси машины. Это позволяет бульдозеру перемещать грунт в сторону от пути его движения.

В бульдозере с *универсальным отвалом* отвал состоит из двух шарнирно сочлененных половин, которые по отдельности или вместе можно устанавливать в горизонтальной плоскости под некоторым углом или перпендикулярно к продольной оси базовой машины. Это позволяет перемещать породу в одну или одновременно в две стороны по ходу движения и использовать бульдозер как путеукладчик.

Конструктивные особенности бульдозеров с поворотным и универсальным рабочим оборудованием здесь не рассматриваются, т. к. основным конструктивным типом рабочего оборудования бульдозеров, применяемых на открытых горных работах, является оборудование с неповоротным в плане отвалом. При необходимости эту информацию можно найти в источниках [4, 9, 10].

По конструктивной форме и назначению различают следующие основные типы бульдозерных отвалов (рисунок 1.2): прямой поворотный или неповоротный, универсальный (путеукладочный), неповоротный – совковый, сферический и полусферический. Назначение отвала определяет его конструктивную форму, позволяющую наиболее эффективно использовать его в определенных горно-геологических условиях.

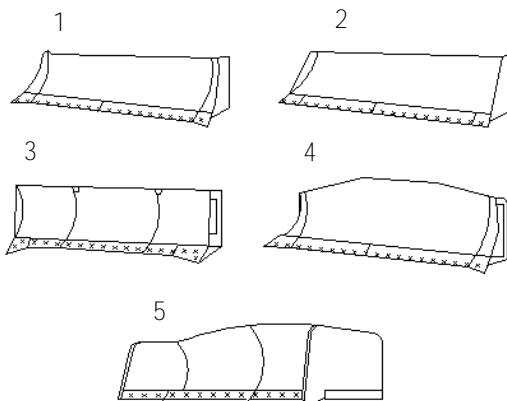


Рисунок 1.2 – Основные типы бульдозерных отвалов:
1 – прямой неповоротный; 2 – прямой поворотный; 3 – сферический;
4 – полусферический; 5 – совковый

Прямой неповоротный отвал с прямолинейной образующей поверхностью лобового листа применяют в горнодобывающей промышленности на работах от вскрыши до разработки твердой глины, при разработке песчаного известняка, щебенистого грунта, перемещении негабаритного бутового камня, разработке крепких грунтов. Режущий нож прямого неповоротного отвала обычно состоит из двух центральных частей и двух несколько выступающих навстречу породе сменных угловых ножей, предназначенных для подрезания крепких пород при перекосе отвала в вертикальной поперечной плоскости. При разработке несвязных рыхлых пород прямой отвал может оснащаться дополнительно боковыми щеками или открылками – удлинителями, позволяющими снизить потери сыпучей породы в боковые валики и повысить производительность бульдозера.

Конструкция *прямого поворотного отвала*, применяемого на вспомогательных работах в карьерах, по условиям рабочего процесса не допускает установки боковых щек и требует иного очертания торцов отвала.

Совковый отвал имеет боковые щитки, снижающие боковые потери грунта, и выступающую вперед центральную часть ножа, улучшающего условия подрезания. Он применяется для разработки сыпучих несвязных горных пород при перемещении их на большие расстояния, например, в карьерах стройматериалов. Применение данного вида отвалов исключено на липких породах по причине затрудненных условий их саморазгрузки.

Сферический отвал конструктивно состоит из трех секций примерно одинаковой ширины. Боковые секции расположены под углом 15° к средней. Изогнутая в плане форма отвала и режущих ножей предназначена для косоугольного подрезания породы, что позволяет снизить сопротивление резанию и на 10–12 % увеличить длину отвала [5]. За счет охватывания перемещаемой породы боковыми секциями объем призмы волочения перед отвалом увеличивается на 20–25 % по сравнению с прямым отвалом этой же длины. Отвал предназначен для разработки сыпучих несвязных грунтов, разрыхленных скальных пород, гальки. Недостатком данного отвала является невозможность его применения на глинистых липких грунтах по той же причине, что и совкового.

Полусферический отвал, отличающийся высокой производительностью, является наиболее распространенным рабочим органом

бульдозеров, применяемых на открытых горных работах. Он обеспечивает производство работ от вскрыши до разработки твердой глины, песчаного известняка, щебенистой породы, при подборке развалов вскрышной породы, перемещении пустой породы в отвалы и т. д. На указанных грунтах отвал используется также для рытья траншей, котлованов и выполнения других вспомогательных работ. Конструктивно он подобен сферическому отвалу, но в отличие от него боковые секции, примыкающие к центральной лобовой секции под небольшим углом, имеют гораздо меньшую ширину. Такое конструктивное отличие снимает ограничение по применению полусферического отвала на липких грунтах. Изогнутая в плане форма отвала и режущих ножей так же, как и у сферического отвала, обеспечивает относительно низкое сопротивление породы резанию и повышает производительность бульдозера. Так, например, объем призмы волочения у полусферического отвала на 27 % больше, чем у прямого отвала, при установке их на бульдозере тягового класса 100 кН [11].

По способу управления рабочим оборудованием различают бульдозеры с гидравлическими, механическими и электромеханическими системами управления. Гидравлическая система управления рабочим оборудованием имеет преимущественное применение, механическая встречается на еще работающих старых образцах бульдозеров, электромеханическая применяется ограниченно, преимущественно на сверхтяжелых бульдозерах.

Гидравлическая система управления отвалом предназначена для принудительного опускания и подъема отвала, его перекоса в поперечной плоскости, а также для изменения угла резания. Достоинством данной системы управления является принудительное заглубление отвала в грунт с усилием, достигающим до 40 % и более от общего веса бульдозера [3], что позволяет применять бульдозер при разработке достаточно плотных грунтов.

Гидросистема представляет собой объемную гидростатическую передачу (приложение Б), состоящую из гидравлического бака, шестеренного масляного насоса, распределительных и вспомогательных элементов, двух гидроцилиндров подъема-опускания отвала, гидроцилиндра перекоса отвала с гидрозамком и гидролиний (трубки, гибкие рукава). Для ручного управления гидроцилиндрами дву-

стороннего действия из кабины базовой машины применяется блок золотниковых гидрораспределителей, позволяющих получать четыре варианта соединения элементов гидросистем: «подъем», «опускание», «плавающее положение» и «заперто». Первым двум положениям золотника соответствует принудительный подъем или опускание отвала двумя гидроцилиндрами. В положении «заперто» фиксируется положение отвала, в котором он находился в момент установки золотника. В «плавающем положении» сообщающиеся между собой штоковые и внештоковые полости гидроцилиндров позволяют отвалу свободно перемещаться вверх-вниз относительно опорной поверхности движителя. В этом положении золотника сцепной вес бульдозера практически равен весу трактора, т. к. вес рабочего оборудования уравнивается нормальной составляющей силы сопротивления резанию. При запертом положении гидросистемы сцепной вес бульдозера складывается из веса трактора, веса рабочего оборудования и вертикальной составляющей силы сопротивления резанию, действующей на отвал со стороны грунта.

Гидроцилиндр перекоса (гидрораскос) *5* в паре с винтовым раскосом *10* (приложение В) изменяют угол поперечного перекоса ε (рисунок 1.3) и регулируют угол резания отвала.

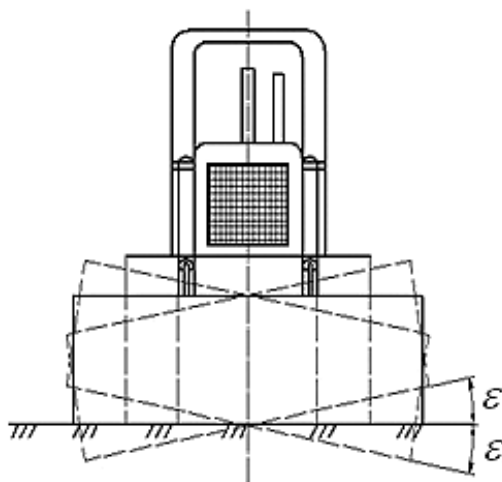


Рисунок 1.3 – Схема перекоса отвала бульдозера

Регулировка угла резания осуществляется одинаковым изменением длины винтового раскоса и гидрораскоса в одну сторону при положении ножей отвала в опорной плоскости гусениц трактора. Диапазон изменения угла резания составляет от 50° до 60° в зависимости от типа грунта. Угол поперечного перекоса отвала ε устанавливается гидрораскосом в процессе работы бульдозера и может составлять при угле резания 55° до 10° в любую сторону относительно опорной поверхности движителя. Регулирование угла резания позволяет существенно влиять на энергоемкость процесса резания, т. к. с его уменьшением значительно снижается сила сопротивления резанию. Перекос отвала в вертикальной плоскости позволяет при разработке плотных грунтов концентрировать усилие заглабления на угловой части режущих ножей, что улучшает условия заглабления отвала в породу и сокращает время набора необходимого объема призмы волочения. Возможность перекоса отвала позволяет также более эффективно использовать бульдозер при планировочных работах на откосах. Конструкция и принцип действия механизма перекоса достаточно подробно описаны в работе [10].

Еще одним достоинством гидравлической системы управления бульдозерным оборудованием является возможность автоматизации процесса управления. Системы автоматического управления типов «Копир–Автоплан-10», «Комбиплан-10» и их модификации обеспечивают автоматическую стабилизацию заданного положения отвала относительно опорной поверхности гусениц и одновременно защищают двигатель базовой машины от перегрузок путем автоматического выглабления отвала при недопустимом падении числа оборотов двигателя. Это улучшает качество планировочных работ и позволяет освободить оператора бульдозера от утомительного ручного управления рабочим оборудованием и частого переключения коробки передач. Необходимую информацию о системах автоматического управления бульдозером можно найти в работах [4, 10].

2. МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ БУЛЬДОЗЕРА

2.1. Вводная часть

Проектный расчет бульдозера включает в себя:

- определение конструктивных параметров бульдозерного оборудования (высоты и длины отвала, веса бульдозерного оборудования, геометрических параметров профиля отвальной поверхности);
- определение номинального тягового усилия базовой машины с бульдозерным оборудованием;
- определение толщины стружки при наборе объема призмы волочения и в процессе ее перемещения;
- определение сопротивления резанию и перемещению грунта в призме волочения (тяговый расчет);
- определение затрат мощности на резание и перемещение грунта;
- определение допустимых теоретических скоростей передвижения базовой машины в различных тяговых режимах;
- статический расчет с целью определения центра масс и центра давления бульдозера;
- оценку среднего и максимального значений давления ходового устройства базовой машины на опорную поверхность;
- определение величины деформации грунта под движителем и запаса устойчивости бульдозера в критических положениях;
- оценку возможности разработки грунтов заданной категории, определение производительности при резании и перемещении грунта, при планировании поверхности;
- оценку эффективности использования бульдозера по удельным энергозатратам на единицу производительности.

Исходными данными к проектному расчету являются (приложение А):

1. Категория и состояние разрабатываемых грунтов, их физико-механические свойства (плотность, связность, удельное сопротивление резанию, предельная несущая способность, коэффициент разрыхления).

2. Тяговый класс трактора или колесного тягача, мощность двигателя базовой машины, конструктивные параметры ее движителя.

3. Продольные и поперечные уклоны разрабатываемой поверхности.

2.2. Расчет конструктивных параметров бульдозерного оборудования

К основным параметрам бульдозерного оборудования относятся:

– длина и высота отвала;
– параметры профиля отвальной поверхности и углы установки отвала;

– наибольшая высота подъема и опускания отвала;

– угол въезда, скорость подъема и опускания отвала.

В предварительном проектном расчете высота отвала H (м) ориентировочно может быть определена по эмпирической зависимости ее от номинального тягового усилия T_n базовой машины [1]:

$$H = K_6 \sqrt[3]{0,1 T_n} - 5 \cdot 10^{-4} T_n, \quad (2.1)$$

где K_6 – коэффициент, равный 0,5 для неповоротных отвалов и 0,45 – для поворотных отвалов;

T_n – номинальное тяговое усилие по тяговому классу базовой машины, кН.

При известной мощности двигателя базового гусеничного трактора (для N от 18 до 294 кВт) высота отвала также может быть ориентировочно определена по эмпирической зависимости [2]

$$H = (0,81-1,19) \cdot 0,201 \sqrt{N}, \text{ м.} \quad (2.2)$$

Высота отвала с козырьком H_k (рисунок 2.1) может составлять 1,1–1,25 от высоты отвала H [3]. При определении высоты отвала и козырька необходимо учитывать требование хорошего обзора пути при поднятом в транспортное положение отвале.

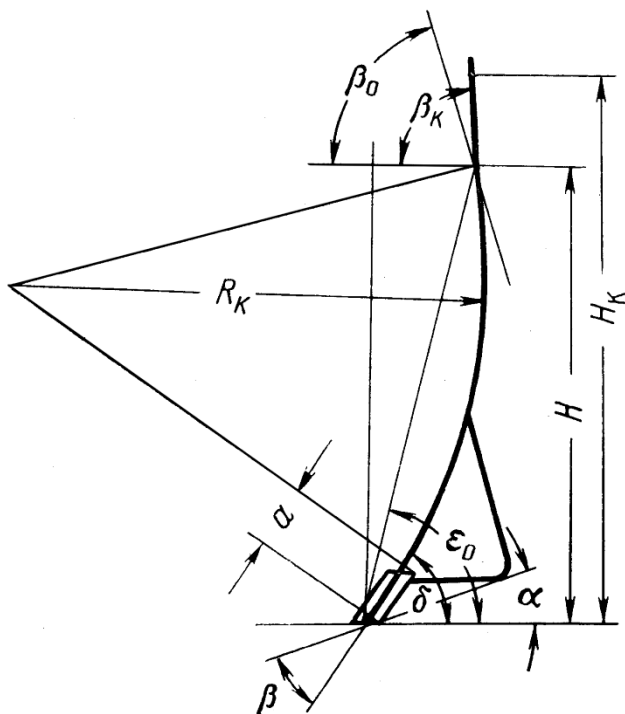


Рисунок 2.1 – Основные геометрические параметры отвала

Длина неповоротного отвала L выбирается в 2,8–3 раза больше его высоты. Длина поворотного отвала увеличивается еще на 30–33 % [3]. В обоих случаях минимальная длина отвала должна перекрывать габарит базовой машины по ширине и выступающим частям толкающей рамы не менее чем на 0,1 м с каждой стороны.

Методику расчета остальных конструктивных параметров оборудования можно найти в источниках [1, 3].

2.3. Тяговый расчет

Целью тягового расчета является:

– расчетная оценка величины суммарного сопротивления резанию и перемещению грунта отвалом бульдозера;

– сравнение суммарного сопротивления резанию и перемещению грунта с номинальным тяговым усилием базовой машины по сцеплению движителя с опорной поверхностью;

– определение по мощности двигателя окружных усилий на окружностях катания ведущих звездочек движителя базовой машины на основных рабочих скоростях.

В результате тягового расчета уточняются геометрические параметры отвала, определяется толщина стружки, снимаемая ножом бульдозера в процессе набора призмы волочения и при ее перемещении, определяются предельные рабочие и транспортные теоретические скорости перемещения базовой машины, суммарный КПД передач к движителю, суммарное и частные передаточные отношения от вала двигателя к ведущей звездочке движителя.

Непосредственной расчетной оценке суммарного сопротивления резанию и перемещению грунта бульдозером предшествуют подготовительные проектные процедуры по определению:

– сцепного веса бульдозера;

– объема грунта в призме волочения;

– предельно допустимой и минимально необходимой толщины стружки, снимаемой при наборе призмы волочения и при транспортировании ее волоком на заданное расстояние.

Сцепной вес бульдозера при положении «заперто» золотника гидрораспределителя определяется как сумма веса базовой машины и веса рабочего бульдозерного оборудования:

$$G_{\text{сц}} = (m_{\text{б.м}} + m_{\text{б.о}})g, \text{ Н}, \quad (2.3)$$

где $m_{\text{б.м}}$ – масса базовой машины, кг;

$m_{\text{б.о}}$ – масса бульдозерного оборудования, кг;

g – ускорение силы тяжести, м/с^2 .

При нейтральном положении золотника гидрораспределителя сцепной вес бульдозера равен весу базовой машины. Масса базовой машины в зависимости от того, как она указана в техническом задании на проектирование, или принимается по технической характе-

ристике завода-изготовителя, или определяется по эмпирической формуле как функция заданной мощности двигателя базовой машины N (диапазон изменения от 80 до 650 кВт) [4]:

$$m_{б.м} = (0,11-0,14)N \cdot 10^3, \text{ кг.} \quad (2.4)$$

Масса бульдозерного оборудования при проектном расчете также ориентировочно может быть определена по эмпирической формуле как функция мощности двигателя базовой машины (для диапазона изменения от 80 до 650 кВт):

$$m_{б.о} = (0,02-0,03)N \cdot 10^3, \text{ кг.} \quad (2.5)$$

Согласно [5] масса навесного бульдозерного оборудования ориентировочно составляет 15–25 % от массы трактора.

Номинальное тяговое усилие T_n базовой машины определяется по формуле

$$T_n = G_{сц} \cdot \varphi, \text{ кН,} \quad (2.6)$$

где φ – коэффициент использования веса бульдозера по сцеплению с опорной поверхностью (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Значения коэффициента сцепления движителя базовой машины в зависимости от ее назначения, типа движителя и вида грунта [4]

Движитель	Вид грунта	
	связный	несвязный
Гусеничный ход тракторов:		
– сельскохозяйственных	0,9	0,6
– промышленных	1,0	0,7
Колесный ход тракторов:		
– сельскохозяйственных	0,7	0,6
– промышленных	0,9	0,7

Объем грунта в призме волочения зависит от геометрических размеров отвала, свойств грунта и определяется по формуле [3]

$$V_{\text{пр}} = 0,5 K_{\text{пр}} \cdot L \cdot H_{\text{к}}^2, \text{ м}^3, \quad (2.7)$$

где $K_{\text{пр}}$ – экспериментально определенный коэффициент призмы волочения, зависящий от вида породы и отношения высоты отвала с козырьком $H_{\text{к}}$ к его длине L (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Значения коэффициента призмы волочения [2]

Отношение $H_{\text{к}} / L$	0,15	0,30	0,35	0,40	0,45
Связные породы категорий I, II	1,45	1,25	1,18	1,10	1,05
Несвязные породы	0,87	0,84	0,80	0,77	0,67

Величина минимально необходимого заглубления отвала в грунт (толщина срезаемой стружки) t (рисунок 2.2) определяется из условия необходимости восполнения потерь породы из призмы волочения в боковые валики при перемещении бульдозера [3]:

$$t_{\text{min}} = \frac{K_{\text{п}} \cdot V_{\text{пр}}}{L}, \quad (2.8)$$

где $K_{\text{п}}$ – приведенный коэффициент потерь объема грунта из призмы волочения в боковые валики на пути перемещения бульдозера в один метр.

Коэффициент потерь $K_{\text{п}}$ зависит от свойств грунта, и его значения по данным [3] колеблются:

- для связных грунтов в диапазоне (0,025–0,032) м^{-1} ;
- для несвязных грунтов – (0,06–0,07) м^{-1} .

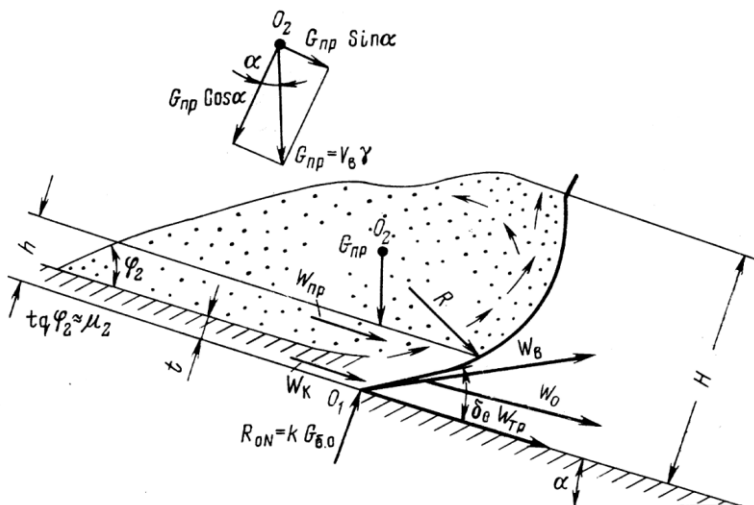


Рисунок 2.2 – Схема действия сил сопротивления при резании и перемещении грунта отвалом бульдозера на подъеме

Горизонтальная составляющая суммы сил сопротивления лобовому резанию и перемещению горной породы неповоротным бульдозером по горизонтальной поверхности (тяговое усилие базовой машины) в установившемся режиме работы определяется [3]

$$W_{\Sigma} = W_k + W_{np} + W_b + W_0 + W_{tr}, \quad (2.9)$$

где W_k – сопротивление породы резанию;

W_{np} – сопротивление перемещению призмы волочения по поверхности грунта перед отвалом;

W_b – сопротивление грунта перемещению вверх по отвалу;

W_0 – сопротивление передвижению движителя базовой машины по опорной поверхности;

W_{tr} – сопротивление бульдозеру от трения ножа отвала о грунт (сила трения).

Сопротивление силы трения ножа отвала о грунт W_{tr} учитывается только в том случае, когда вертикальная составляющая копания

и собственный вес рабочего оборудования $G_{б.о} = m_{б.о} \cdot g$, передающийся на горизонтальную плоскость резания, не воспринимаются системой управления отвалом (гидроцилиндрами) и не передаются на движитель базовой машины. В предварительных расчетах доля силы тяжести бульдозерного оборудования, участвующего в трении ножа о породу учитывается коэффициентом $k = 0,5-0,8$:

$$W_{тр} = k \cdot m_{б.о} \cdot g \cdot \mu, \quad (2.10)$$

где μ – коэффициент трения стали о породу.

Сопротивление породы резанию ножом отвала

$$W_k = k_k \cdot L \cdot t, \quad (2.11)$$

где k_k – удельное сопротивление копанию породы, зависящее от категории породы (таблица 2.3);

t – толщина стружки срезаемой породы.

Таблица 2.3 – Физико-механические характеристики пород категорий I–IV [4]

Категория породы	Характерные группы пород	Коэффициент сопротивления копанию, МПа	Плотность породы в целике γ , т/м ³	Коэффициент разрыхления
I	Мягкие рыхлые породы (супесь, легкий суглинок)	0,07	1,5–1,8	1,1–1,15
II	Довольно плотные породы (суглинок, глина легкая)	0,12	1,8–2,5	1,25
III	Суглинок плотный, слабый уголь	0,18	2,5–3,5	1,30
IV	Глина тяжелая, уголь средней крепости	0,25	3,0–3,5	1,30–1,37

Сопротивление перемещению отвалом призмы волочения

$$W_{np} = V_{np} \cdot \gamma \cdot g \cdot \mu, \text{ кН}, \quad (2.12)$$

где γ – плотность породы в горном массиве, т/м³;

μ – коэффициент трения породы о породу:

– для связанных пород $\mu = 0,5$;

– для несвязанных пород $\mu = 0,7$;

– максимальное значение $\mu = 1,0$.

Сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу

$$W_b = V_{np} \cdot \gamma \cdot g \cdot \mu_1 \cdot \cos^2 \delta_o, \text{ кН}, \quad (2.13)$$

где γ – плотность породы, кг/м³;

μ_1 – коэффициент трения породы о сталь;

δ_o – угол резания отвала, град.

Сопротивление перемещению движителя базовой машины по горизонтальной поверхности

$$W_o = G_{ц} \cdot f, \text{ кН}, \quad (2.14)$$

где f – приведенный коэффициент сопротивления перемещению движителя базовой машины, зависящий от типа движителя и свойств грунта. Для гусеничного движителя при передвижении по связным грунтам он принимается равным 0,06, а по несвязным – 0,10.

При работе бульдозера на подъеме или уклоне изменение сопротивления перемещению движителя в результате разложения силы тяжести на составляющие – нормальные и касательные к плоскости резания – учитывается [3] формулой

$$W_o = G_{ц} (f \cos \alpha \pm \sin \alpha), \quad (2.15)$$

где α – угол подъема или уклona, град.

Соответствующие поправки вносятся также в формулы для определения $W_{тр}$ и $W_{пр}$.

Из пяти сопротивлений в правой части равенства (2.9) только W_k зависит от толщины стружки t , срезаемой ножом отвала.

Предполагая в дальнейших вычислениях полную загрузку отвала разработанной взрыхленной породой и основываясь на ранее определенном номинальном тяговом усилии базовой машины T_n (2.6), можно оценить допустимую величину сопротивления породы резанию W_k и соответственно максимально возможную толщину стружки срезаемой породы из условия (2.9) следующим образом.

По условию достаточного запаса сцепления базовой машины с опорной поверхностью суммарное сопротивление резанию и перемещению породы бульдозером W_Σ не должно превышать фактическое значение номинального тягового усилия базовой машины T_n :

$$W_\Sigma \leq T_n, \quad (2.16)$$

или
$$W_k + W_{пр} + W_b + W_o + W_{тр} \leq T_n. \quad (2.17)$$

Отсюда
$$W_k \leq T_n - (W_{пр} + W_b + W_o + W_{тр}). \quad (2.18)$$

Подставив в последнее неравенство вместо W_k его значение (2.11) и выразив из него максимально допустимую по запасу сцепления движителя базовой машины толщину стружки, получим:

$$t = \frac{T_n - (W_{пр} + W_b + W_o + W_{тр})}{k_k \cdot L}. \quad (2.19)$$

Производительная работа бульдозера в установившемся режиме бестраншейного лобового резания и перемещения породы может быть обеспечена при выполнении условия

$$t \geq t_{\min}. \quad (2.20)$$

Невыполнение этого условия и условия (2.16) означает, что ориентировочно определенный параметр отвала H подлежит корректировке в сторону его уменьшения. Проектные процедуры уточнения конструктивных и эксплуатационных параметров бульдозера повторяются до тех пор, пока не будет обеспечено условие (2.16).

Толщина стружки t_{\max} при ускоренном наборе объема призмы волочения также может быть определена из условия (2.16) с учетом того, что в начале формирования призмы сопротивления $W_{\text{пр}}$, W'_b и $W_{\text{тр}}$ равны нулю:

$$t_{\max} = \frac{T_n - W'_o}{\varphi_k \cdot k_k \cdot L}, \quad (2.21)$$

где φ_k – коэффициент, учитывающий влияние угла резания отвала (при $\delta_o = 55^\circ$ $\varphi_k = 1,65$).

Известные величины тяговых усилий (2.9) позволяют оценить допустимые максимальные теоретические скорости перемещения базовой машины в трех режимах:

- при перемещении призмы волочения с величиной заглубления отвала t_{\min} ;
- при ускоренном наборе объема призмы волочения с величиной заглубления отвала t_{\max} ;
- при перемещении с выглубленным отвалом в транспортном режиме.

Оценочная процедура заключается в вычислении максимально допустимых скоростей $v_{i\max}$ из условия

$$\frac{W_{\Sigma i} \cdot v_{i\max}}{\eta} \leq N_i, \quad (2.22)$$

где $W_{\Sigma i} \cdot v_{i\max}$ – затраты мощности на передвижение базовой машины в соответствующем режиме;

η – КПД трансмиссии от вала двигателя к ведущему валу двигателя базовой машины;

N – мощность двигателя базовой машины.

Из условия (2.22)

$$v_{i\max} \leq \frac{N \cdot \eta}{W_{\Sigma i}}. \quad (2.23)$$

При известных значениях теоретических скоростей перемещения базовой машины окружные усилия по окружностям катания ее ведущих колес в каждом из рассматриваемых режимов могут быть определены из выражения

$$P_{\text{окр } i} = \frac{N \cdot \eta}{v_i}. \quad (2.24)$$

Таким образом, в зависимости от того, что указано в задании на проектирование бульдозера – базовая модель с известным набором рабочих и транспортных скоростей или только установленная мощность двигателя базовой машины – выражения (2.22–2.24) соответственно позволяют выбрать по технической характеристике базовой машины подходящие скорости передвижения либо определить необходимые кинематические и силовые параметры трансмиссии от вала двигателя к ведущим колесам движителя базовой машины. В обоих случаях должно быть обеспечено выполнение условия

$$W_{\Sigma i} \leq T_n \leq P_{\text{окр } i}, \quad (2.25)$$

которое в критические моменты передвижения машины (при пробуксовке движителя) позволяет исключить самопроизвольную остановку двигателя.

В результате тягового расчета определяются допустимые теоретические рабочие скорости передвижения базовой машины в различных режимах работы, необходимые силовые и кинематические параметры ее трансмиссии. Они являются исходными данными для последующего проектного расчета общих передаточных чисел трансмиссии от вала двигателя к движителю и уточнение ее КПД, обоснованного выбора необходимого числа передач коробки скоростей, уточнения частных передаточных чисел коробки передач и ходоуменьшителя базовой машины.

Обоснованные выше объем призмы волочения и допустимые теоретические скорости передвижения бульдозера в различных режимах являются исходными данными для проектного расчета продолжительности рабочего цикла и эксплуатационной производительности бульдозера.

2.4. Статический расчет

Целью статического расчета является:

- проверка и при необходимости уточнение конструктивных и силовых параметров оборудования бульдозера на предмет соответствия их условиям устойчивой работы базовой машины без отрыва опорной поверхности ее движителя от поверхности;
- проверка соответствия среднего и экстремального значений давления движителя базовой машины на опорную поверхность несущей способности грунта;
- проверка соответствия вертикального давления на режущей кромке ножа отвала сопротивлению разработке породы соответствующей категории.

Статический расчет выполняется на основе расчетных схем нагружения бульдозера, учитывающих величину, направление и относительные координаты точек приложения равнодействующих всех внешних сил и силы тяжести, действующих на базовую машину в каждом из выбранных расчетных случаев.

При расчете пренебрегают действующей на движитель силой лобового сопротивления деформируемого грунта и силами инерции деталей трансмиссии и движителя. Устойчивая работа движителя базовой машины без отрыва его кромок от несущей поверхности оценивается по положению центра давления – точки приложения равнодействующей нормальных сил реакции грунта к опорной поверхности движителя. Координаты центра давления определяют из уравнения равновесия моментов внешних сил и равнодействующей нормальных сил реакции грунта относительно выбранной кромки движителя.

В общем случае положение центра давления определяют для трех расчетных случаев положения бульдозера (рисунок 2.3) [3]:

- на горизонтальной площадке с поднятым отвалом;

- на горизонтальной площадке в процессе отделения от массива горной породы стружки оптимальной толщины при максимально возможном объеме породы перед отвалом;
- при перемещении в горизонтальной траншее с максимально допустимым объемом породы без резания.

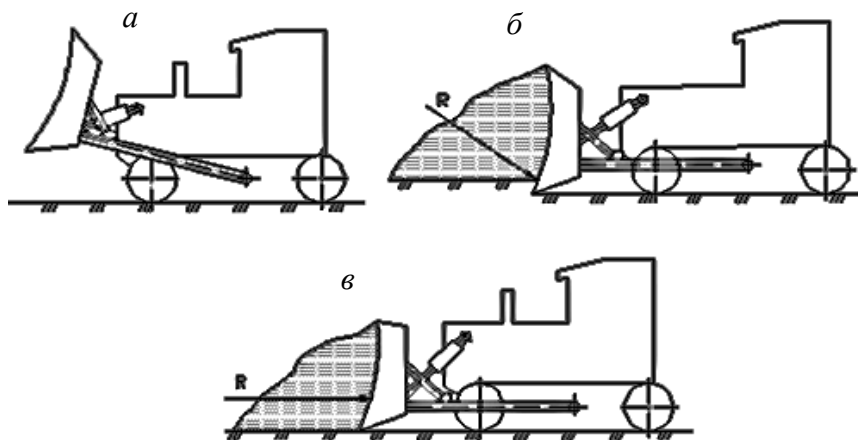


Рисунок 2.3 – Расчетные случаи для определения центра давления бульдозера:

- a* – с поднятым отвалом; *б* – при движении с резанием грунта;
- в* – при движении в траншее без резания грунта

Так, например, положение центра давления относительно задней кромки движителя базовой машины для второго расчетного случая (рисунок 2.4.) можно выразить из уравнения статики:

$$\sum M_A = 0; \quad -Q \cdot \Delta y + G_0 \cdot l_a - R_y \cdot h_1 + R_z(a + l_c) = 0, \quad (2.26)$$

где $Q = G_0 + R_z$ – равнодействующая нормальных сил реакции со стороны несущего основания на движитель базовой машины;

R_y и R_z – соответственно касательная и нормальная составляющие результирующей силы сопротивления резанию грунта;

Δy , l_a , h_1 , $(a + l_c)$ – плечи действия соответствующих сил.

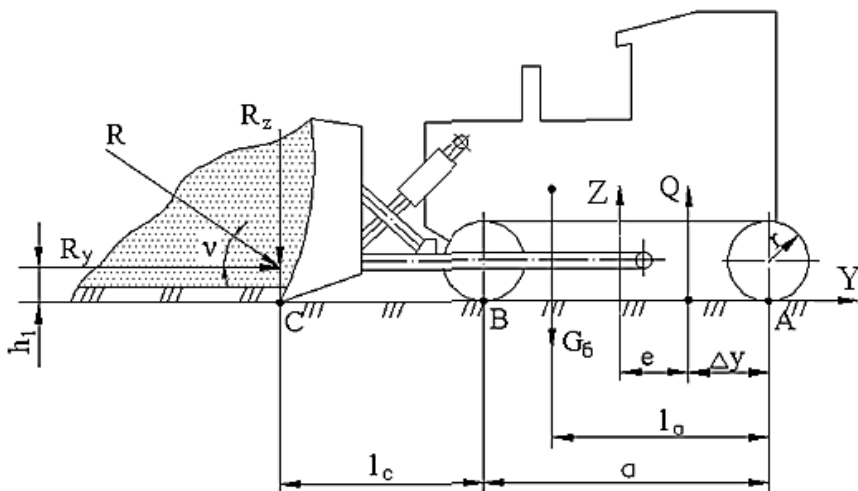


Рисунок 2.4 – Пример расчетной схемы для определения относительного положения центра давления бульдозера

Из равенства (2.26) относительное положение центра давления

$$\Delta y = \frac{G_6 \cdot l_a - R_y \cdot h_1 + R_z (a + l_c)}{Q}. \quad (2.27)$$

Плечо h_1 в формуле (2.26) представляет собой расстояние от плоскости резания до точки приложения результирующей сил сопротивления резанию грунта.

Согласно [1]

$$R_y = k \cdot T_H, \quad (2.28)$$

где k – коэффициент использования тягового усилия; $k = 0,6-0,8$.

$$R_z = R_x \cdot \operatorname{tg} \nu, \quad (2.29)$$

где ν – угол наклона результирующей сил сопротивления резанию грунта к плоскости резания.

При определении относительного положения центра давления угол наклона результирующей сил сопротивления ν принимается [3]:

а) при копании грунтов плотной структуры (связных) $\nu = 17^\circ$;

б) при копании грунтов в разрыхленном состоянии (несвязных) и при перемещении в траншее $\nu = 0^\circ$.

Расстояние от режущей кромки ножа отвала до точки приложения сил сопротивления резанию на отвале принимается [3]:

а) при копании грунтов плотной структуры

$$h_1 = 0,17 H; \quad (2.30)$$

б) при копании грунтов в разрыхленном состоянии и перемещении разрыхленного грунта в траншее

$$h_1 = 0,27 H. \quad (2.31)$$

Расстояние $(a + l_c)$ определяется конструктивно с учетом координат точки приложения результирующей сил сопротивления резанию на отвале.

Для бульдозеров с номинальным тяговым усилием более 100 кН кроме относительного положения центра давления дополнительно необходимо оценивать среднее и максимальное значения давления на несущее основание под передними и задними кромками гусениц, определяющих проходимость базовой машины [3].

Положение центра давления и величину давления необходимо определить для следующих пяти расчетных схем нагружения бульдозера:

– с поднятым в транспортное положение отвалом на предельном уклоне или подъеме (не менее 20 %);

– в процессе резания породы с максимально возможным объемом тела волочения перед отвалом при движении под наиболее допустимый уклон (не менее 20 %);

– при движении в траншее без резания породы на наиболее допустимом подъеме (не менее 15 %) с максимальным объемом породы перед отвалом;

– при движении по горизонтальной поверхности с максимально возможным объемом призмы волочения при одновременном резании грунта выглубляемым отвалом;

– то же, но с заглубляемым отвалом.

Найденные для всех расчетных случаев положения центра давления позволяют оценить его смещение относительно геометрического центра опорной поверхности движителя:

$$e = \frac{a}{2} - |\Delta y|. \quad (2.32)$$

Из статического расчета горной гусеничной машины [6] известно, что условие опирания на несущее основание всей поверхности ее движителя выполняется в случаях расположения центра давления машины в пределах ядра сечения гусеничного хода. Для двухопорных гусениц с жестко связанными рамами ядро сечения представляет собой ромб, геометрический центр которого совпадает с геометрическим центром опорной поверхности гусениц. Вершины ромба располагаются на координатных осях, проведенных через геометрический центр опорной поверхности гусеничного хода, параллельно его продольной (ось y) и поперечной (ось x) осям симметрии.

При статическом расчете бульдозера предполагается симметричное распределение нагрузок на движитель относительно его продольной оси симметрии, поэтому в данном случае представляют практический интерес только координаты вершин ромба, расположенные на продольной оси y .

Согласно [6]

$$|y_{\max}| = \frac{a}{6}, \quad (2.33)$$

где a – продольная база движителя.

Таким образом, допустимое смещение центра давления бульдозера относительно геометрического центра его опорной поверхности во всех расчетных случаях должно отвечать условию

$$|d| \leq \frac{a}{6}. \quad (2.34)$$

В случае выхода центра давления за пределы ядра сечения, т. е. при неисполнении условия (2.34), требуется корректировка конструктивных и эксплуатационных параметров бульдозерного оборудования, определяющих положение центра давления Q (см. рисунок 2.4).

Среднее и экстремальное значения давления движителя на опорную поверхность с учетом характера приложения внешних сил к движителю можно определять по формулам [6]

$$P_{\text{cp}} = \frac{Q}{2ab}; \quad (2.35)$$

$$P_{\text{max}} = \frac{|Q|}{2ab} + \frac{|M_x|}{W_x}, \quad (2.36)$$

где M_x – момент силы Q относительно поперечной оси симметрии движителя базовой машины;

$W_x = (a^2 \cdot b) / 3$ – осевой момент сопротивления опорной площадки движителя относительно той же оси;

b – ширина движителя базовой машины.

Среднее и экстремальное значения деформации грунта на кромках движителя можно оценивать по формулам [7]:

$$h'_{\text{cp}} = \sqrt[3]{ab^2} \frac{P_{\text{cp}}}{E}; \quad (2.37)$$

$$h'_{\text{max}} = \sqrt[3]{ab^2} \frac{P_{\text{max}}}{E}, \quad (2.38)$$

где E – модуль Юнга для упругого полупространства.

В соответствии с [8] давление считается допустимым, если деформация грунта под движителем не превышает 0,06–0,12 м. Среднее давление движителя на грунт не должно превышать 35–60 КПа.

При оценке величины h'_{\max} под движителем базовой машины в формуле (2.38) вместо значения модуля Юнга для заданной категории горной породы можно подставлять показатель несущей способности грунта θ (таблица 2.4), характеризующий величину давления на опорную поверхность, под действием которого движитель погружается в породу на 0,01 м.

Таблица 2.4 – Показатель несущей способности породы

Категория породы	I	II	III	IV
θ , МПа	0,25	0,60	1,00	1,40

Возможность разработки бульдозером грунтов I–IV категорий с различным сопротивлением копанию (таблица 2.5) проверяется по величинам удельного горизонтального усилия и вертикального давления на породу режущей кромке ножа отвала.

Таблица 2.5 – Значения удельного горизонтального усилия и вертикального давления на породу кромкой ножа отвала бульдозера, необходимые для разработки пород различных категорий [3]

Показатели	Категория породы			
	I	II	III	IV
P_r – удельное горизонтальное усилие, кН/м	До 15,0	20–30	40–55	Более 60
P_v – вертикальное давление, МПа	До 1,0	1,2–2,0	2,5–3,5	Более 3,5

Удельное горизонтальное усилие на режущей кромке определяется

$$P_r = \frac{T}{L}, \text{ Н/м.} \quad (2.39)$$

Вертикальное давление на режущей кромке ножа определяется

$$P_{\text{в}} = \frac{P_{\text{max}}}{F}, \text{ Па}, \quad (2.40)$$

где P_{max} – максимально возможное вертикальное усилие на режущей кромке ножа по условию опрокидывания базовой машины относительно задних кромок опорных поверхностей гусениц;

$F = L \nabla$ – площадь поверхности контакта ножа отвала с опорной поверхностью при опирании на нее отвала бульдозера;

∇ – ширина опорной поверхности ножа.

Расчетная схема для определения P_{max} представлена на рисунке 2.5, *a*.

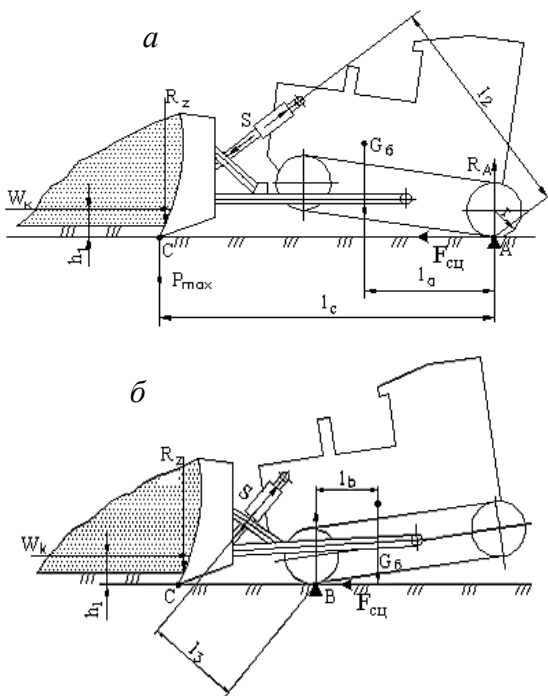


Рисунок 2.5 – Расчетные схемы для определения продольной устойчивости бульдозера:

a – при заглублении отвала; *б* – при выглублении отвала

Величина вертикального усилия на кромке ножа определяется из уравнения равновесия моментов сил относительно точки А:

$$P_{\max} = \frac{G_6 \cdot l_a}{l_c}. \quad (2.41)$$

Площадь F и вертикальное давление P_v определяется для двух случаев [3]:

- для новых ножей $\nabla = (0,003-0,005)$ м;
- для изношенных ножей $\nabla = (0,008-0,0015)$ м.

Продольная устойчивость бульдозера [2] проверяется для двух случаев (см. рисунок 2.5): отвал упирается в препятствие (а); осуществляется подъем заглубленного отвала (б).

Критерием устойчивости является опрокидывание бульдозера относительно кромок гусеничного движителя А или В при коэффициенте запаса устойчивости $\Psi \geq 1,5$ и смещении центра давления O на величину $e \leq a/6$.

В расчетных схемах [2] можно принять, что основными действующими силами, создающими крутящие моменты в вертикальной плоскости относительно кромок А и В движителя, являются силы G_6 , S и W_k . Тогда коэффициенты устойчивости бульдозера, характеризующие отношение удерживающих моментов к опрокидывающим, соответственно выражаются

$$\Psi_A = \frac{G_6 \cdot l_a}{2 S \cdot l_2 + W_k \cdot r}, \quad (2.42)$$

$$\Psi_B = \frac{G_6 \cdot l_b + W_k \cdot r}{2 S \cdot l_3}, \quad (2.43)$$

где G_6 – вес базовой машины (трактора), кН;

S – максимальное усилие, развиваемое гидроцилиндром, кН;

r – радиус катания ведущей звездочки движителя, м.

Уравнения (2.42) и (2.43) можно использовать в проектном расчете бульдозера для определения максимально допустимых усилий S в гидроцилиндрах управления отвалом, соответствующих заданным значениям коэффициентов устойчивости Ψ_A и Ψ_B .

2.5. Расчет производительности

Производительность бульдозера существенно зависит от способа его работы. Известен [2, 5] целый ряд конструктивных, технологических и организационных мероприятий и способов повышения производительности бульдозера за счет:

- снижения усилия копания породы;
- снижения потерь породы в боковые валики;
- набора и перемещения призмы волочения с переменной величиной заглупления отвала в породу;
- использования уклонов местности и т. д.

Суть этих мероприятий сводится к поиску путей снижения суммарного сопротивления передвижению бульдозера и более полному использованию тяговой мощности базовой машины.

Производительность бульдозера с неповоротным отвалом определяется отношением объема породы, разработанной за один рабочий цикл, к длительности этого цикла. Увеличение производительности при данном объеме породы в призме волочения может быть достигнуто только за счет сокращения времени цикла.

Рабочий процесс бульдозера с неповоротным отвалом состоит из операций отделения породы от массива, передвижения машины с породой на заданное расстояние, возвращения к началу забоя, маневрирования в конце рабочего и обратного ходов. Длительность операции отделения породы от массива и накопления ее перед отвалом зависит от толщины стружки срезаемой породы и скорости передвижения бульдозера. Для сокращения продолжительности этой операции необходимо стремиться к увеличению толщины среза с учетом максимальной тяговой возможности базовой машины на соответствующей передаче ее трансмиссии. С целью максимального использования силы тяги базовой машины в начале операции срезания породы рекомендуется заглуплять отвал на большую глу-

бину, чем в конце, т. е. работать с переменной толщиной стружки. Обычно путь, который проходит бульдозер при наборе породы перед отвалом, составляет 6–10 м.

Сокращению длительности операций на рабочем ходу бульдозера способствует работа его под уклон, т. к. в этом случае предоставляется возможность увеличить скорость передвижения в связи с уменьшением силы сопротивления передвижению. Увеличению производительности при этом также способствует повышенный объем призмы волочения перед отвалом [5].

Скорость передвижения бульдозера при обратном холостом ходе также должна быть максимально возможной в соответствии с тяговыми возможностями базовой машины. Небольшая дальность транспортирования породы и челночная схема передвижения бульдозера требуют для обеспечения его высокой производительности максимально возможных скоростей обратного движения и быстрого реверсирования направления движения. Поэтому в качестве базовых машин для бульдозеров наиболее подходят тракторы с дизель-электрическим приводом, гидравлической или гидродинамической трансмиссией, с многоступенчатой коробкой передач, позволяющие в широком диапазоне изменять тяговое усилие, а в трех первых из перечисленных вариантов еще и переключать передачи под нагрузкой.

Система автоматического управления отвалом типа «Автоплан-||» также способствует повышению производительности бульдозера, т. к. обеспечивает заданный режим работы двигателя трактора путем автоматического регулирования величины заглубления отвала соответственно изменению величины сопротивления передвижению.

Эксплуатационная производительность бульдозера при резании и перемещении породы определяется

$$Q = \frac{3600 \cdot V_{\text{пр}} \cdot k_{\text{в}} \cdot k_{\text{укл}}}{T_{\text{ц}}}, \quad (2.44)$$

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

$k_{\text{в}}$ – коэффициент использования бульдозера по времени, $k_{\text{в}} = 0,80-0,85$;

$k_{\text{укл}}$ – коэффициент, учитывающий уклон пути (таблица 2.6);

$T_{\text{ц}}$ – длительность цикла, с.

$$T_{ц} = \frac{l_p}{v_p} + \frac{l_{п}}{v_{п}} + \frac{l_p + l_{п}}{v_o} + t_{орх} + t_{оxx} + t_c + t_{п}, \quad (2.45)$$

где $l_p, l_{п}$ – соответственно длина пути при наборе объема призмы волочения и при перемещении породы в призме, м;

$v_p, v_{п}, v_o$ – соответственно действительные скорости трактора при наборе призмы, ее перемещении и при обратном ходе, м/с;

$t_{орх}, t_{оxx}$ – соответственно длительность остановки после рабочего и холостого ходов; $t_{орх}, t_{оxx} = 3-4$ с;

t_c – затраты времени на переключение передач, $t_c = 4-5$ с;

$t_{п}$ – затраты времени на разворот, $t_{п} = 10$ с.

Таблица 2.6 – Значения поправочного коэффициента, учитывающего уклон пути бульдозера

Угол подъема, град.	$k_{укл}$	Угол уклона, град.	$k_{укл}$
0–5	1,00–0,67	0–5	1,00–1,33
5–10	0,67–0,50	5–10	1,33–1,94
10–15	0,50–0,40	10–15	1,94–2,25
–	–	15–20	2,25–2,68

Действительная скорость трактора в связи с пробуксовкой гусеничного движителя на опорной поверхности меньше теоретической и связана с ней зависимостью

$$v = v_{теор} (1 - \varepsilon), \quad (2.46)$$

где $v_{теор}$ – теоретическая или кинематическая скорость трактора;

ε – коэффициент буксования движителя, зависящий от сопротивления движению и физико-механических свойств грунта.

Набор теоретических скоростей современного трактора с механической трансмиссией при номинальной частоте вращения колен-

чатого вала двигателя и отсутствием буксования приведен в таблице 2.7 (на примере трактора Т10М с мощностью двигателя 132 кВт, номинальным тяговым усилием 160 кН).

Таблица 2.7 – Примерный набор теоретических скоростей трактора с ходоуменьшителем на различных передачах [11]

Направление движения	Скорость, км/ч			
	Передачи			
	I	II	III	IV
Вперед (с включенным ходоуменьшителем)	2,58	3,58	5,19	8,74
Вперед (с отключенным ходоуменьшителем)	3,07	4,26	6,19	10,38
Назад	3,01	4,17	6,06	10,2

Эксплуатационная производительность бульдозера при планировочных работах определяется по формуле

$$Q = \frac{3600 \cdot l_{p1} (L - \xi) k_b}{z \left(\frac{l_{p1}}{v} + t_n \right)}, \text{ м}^2/\text{ч}, \quad (2.47)$$

где l_{p1} – длина планируемого участка, м;

ξ – ширина пройденной полосы, перекрываемая при последующем проходе, м; $\xi = 0,5$;

z – число проходов по одному месту; $z = 1-2$;

v – ориентировочная действительная рабочая скорость, м/с;
 $v = 0,8-1,8$;

t_n – время затрачиваемое на повороты при каждом проходе, с;
 $t_n = 8-12$.

При планировании участка длиной 30–40 м целесообразно работать без разворота трактора, что позволяет существенно сократить затраты времени.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Справочник конструктора дорожных машин / под ред. И.П. Бородачева. – М.: Машиностроение, 1973. – 503 с.
2. Подэрни, Р.Ю. Горные машины и автоматизированные комплексы для открытых горных работ / Р.Ю. Подэрни. – М.: Недра, 1975. – 615 с.
3. Дорожные машины / Т.В. Алексеева [и др.]. – М.: Машиностроение, 1972. – Ч. 1: Машины для земляных работ (теория и расчет). – 504 с.
4. Романов, В.А. Механическое оборудование карьеров. Технологическое применение, конструктивные особенности и расчет эксплуатационных параметров бульдозеров и рыхлителей: учебное пособие для вузов / В.А. Романов. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2008. – 87 с.
5. Машины для земляных работ: учебник для вузов / Ю.А. Ветров [и др.]. – Киев: Вища школа, 1976. – 367 с.
6. Казаченко, Г.В. Статический и тяговый расчет горной гусеничной машины: учебное пособие / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов. – Минск: БНТУ, 2005. – 55 с.
7. Опейко, Ф.А. Торфяные машины / Ф.А. Опейко. – Минск: Выш. шк., 1960. – 408 с.
8. Михайлов, Ю.И. Горные машины и комплексы / Ю.И. Михайлов, Л.И. Кантович. – М.: Недра, 1975. – 425 с.
9. Забегалов, Г.В. Бульдозеры и скреперы: учебное пособие для вузов / Г.В. Забегалов, Э.Г. Ронинсон. – М.: Высш. шк., 1986. – 303 с.
10. Бульдозеры и рыхлители / Б.Г. Захарчук [и др.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 240 с.
11. Тракторы Б 10М: руководство по эксплуатации. – Челябинск: ЧТЗ-Уралтрак, 2004. – 45 с.
12. Машины для земляных работ. Атлас конструкций: учебное пособие для вузов / под ред. А.А. Бромберга. – М.: Машиностроение, 1968. – 135 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ПРОЕКТНОМУ РАСЧЕТУ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ БУЛЬДОЗЕРА

1. Перечень параметров, подлежащих определению:

- высота и длина отвала, высота козырька, геометрические параметры профиля отвальной поверхности;
- суммарный вес базовой машины и рабочего оборудования;
- номинальное тяговое усилие бульдозера;
- объем призмы волочения;
- максимально возможная и минимально необходимая величины заглубления отвала соответственно при наборе и при перемещении породы в призме волочения;
- суммарное сопротивление передвижению бульдозера;
- допустимые по мощности двигателя теоретические скорости базовой машины:
 - при наборе объема породы перед отвалом;
 - при ее перемещении на заданное расстояние;
 - при возврате бульдозера к началу забоя;
- смещение центра давления базовой машины относительно геометрического центра опорной поверхности его движителя для трех расчетных случаев;
- максимальные и средние давления и деформации грунта под движителем базовой машины;
- удельное горизонтальное усилие и вертикальное давление на режущей кромке ножа отвала;
- коэффициенты устойчивости к опрокидыванию базовой машины относительно кромок опорной поверхности движителя (продольная устойчивость);
- эксплуатационная производительность бульдозера при резании и перемещении породы, при планировочных работах.

2. Постановка проектной задачи и исходные данные для проектирования

Определить основные конструктивные параметры бульдозера с неповоротным гидроуправляемым отвалом на базе гусеничного трактора с мощностью двигателя N , продольной базой гусеничного двигателя a и шириной гусениц b , с максимальным усилием в гидrocилиндрах управления отвалом S для разработки породы заданной категории на поверхности с предельным углом наклона α (таблица А1).

Таблица А1 – Исходные данные по вариантам

№ варианта	Характеристика грунта				Характеристика породы					α_1 , град.
	N , кВт	a , м	b , м	S , кН	Категория	Вид	k_k , МПа	ρ , т/м ³	k_p	
1	100	2,40	0,42	30	I	Несвязная	0,07	1,5	1,10	2
2	118	2,35	0,45	30	I	Связная	0,08	1,7	1,15	3
3	121	2,30	0,50	30	I	Несвязная	0,07	1,8	1,10	5
4	130	2,30	0,55	35	I	Связная	0,08	1,5	1,15	4
5	132	2,60	0,60	35	I	Несвязная	0,08	1,8	1,10	2
6	147	2,80	0,59	40	II	Связная	0,12	1,9	1,20	5
7	150	2,70	0,60	37	II	Несвязная	0,11	2,0	1,25	7
8	175	2,90	0,65	40	II	Связная	0,12	2,2	1,20	4
9	210	2,90	0,70	37	II	Несвязная	0,11	2,4	1,25	5
10	230	2,80	0,59	40	II	Связная	0,12	2,5	1,20	7
11	243	2,90	0,51	45	II	Связная	0,12	2,4	1,20	2
12	250	2,90	0,70	50	II	Несвязная	0,12	2,5	1,25	6
13	250	2,75	0,60	50	II	Связная	0,12	2,4	1,24	5
14	298	2,85	0,56	50	II	Несвязная	0,12	2,4	1,25	4
15	320	2,90	0,56	50	II	Связная	0,12	2,5	1,22	2
16	350	3,60	0,85	50	II	Несвязная	0,13	2,7	1,24	8
17	368	3,45	0,83	50	II	Связная	0,13	2,1	1,30	10
18	368	3,50	0,90	50	II	Связная	0,12	2,5	1,25	5

Окончание таблицы А1

№ варианта	Характеристика грунта				Характеристика породы					α_1 , град.
	N , кВт	a , м	b , м	S , кН	Категория	Вид	k_k , МПа	ρ_s , т/м ³	k_p	
19	380	3,70	0,80	55	III	Несвязная	0,18	2,7	1,30	4
20	400	3,90	0,85	55	III	Связная	0,18	2,5	1,30	3
21	400	4,20	0,95	55	III	Связная	0,20	2,4	1,30	4
22	523	4,60	1,00	70	III	Несвязная	0,21	2,7	1,30	5
23	552	4,80	1,10	70	IV	Связная	0,28	3,4	1,36	4
24	650	4,90	1,00	100	IV	Связная	0,25	3,5	1,35	2
25	700	4,90	1,20	100	IV	Связная	0,27	3,2	1,36	5

Выполнить тяговый и статический расчеты бульдозера и определить возможность разработки им породы заданной категории, допустимые режимы работы при наборе и перемещении призмы волочения, возможность работы по условию устойчивости и допустимому давлению на несущую поверхность на кромках гусеничного двигателя.

Рассчитать производительность бульдозера при резании и перемещении породы, а также при планировочных работах, основываясь на определенных в тяговом расчете режимах работы.

Коэффициент трения разрыхленной породы о сталь μ_1 в тяговом расчете принять равным 0,9. При выборе теоретической скорости трактора при копании и перемещении породы, а также при обратном перемещении ориентироваться на данные таблицы 2.7. КПД трансмиссии привода ведущих звездочек трактора η принять равным 0,85.

Коэффициент сопротивления передвижению движителя на связных грунтах f принять равным 0,06; на несвязных – 0,10.

Коэффициент сцепления гусеничного движителя с несущей поверхностью ϕ на связных породах принять равными 0,8; на несвязных – 0,6.

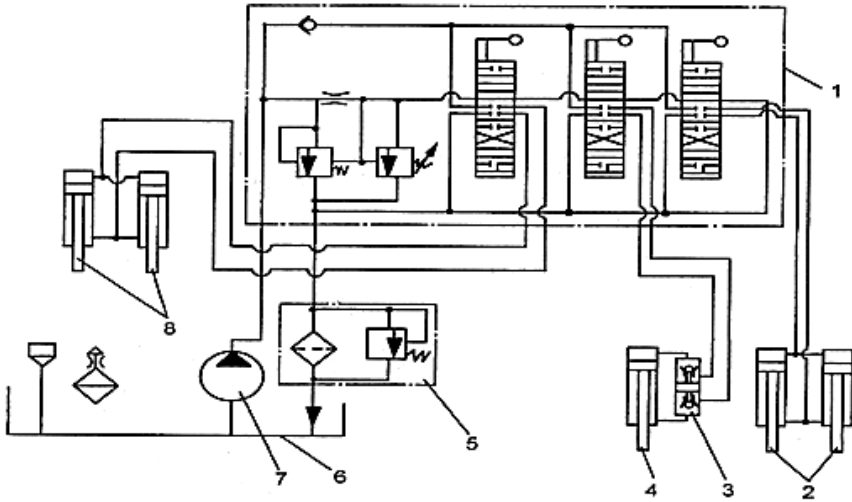
Коэффициент буксования движителя ϵ на связных породах считать равным 0,07; на несвязных – 0,13.

Центр масс базового трактора принять находящимся на продольной оси симметрии гусеничного движителя на расстоянии 1,5 м от оси ведущих звездочек.

Статический и тяговый расчеты сопроводить расчетными схемами.

Приложение Б

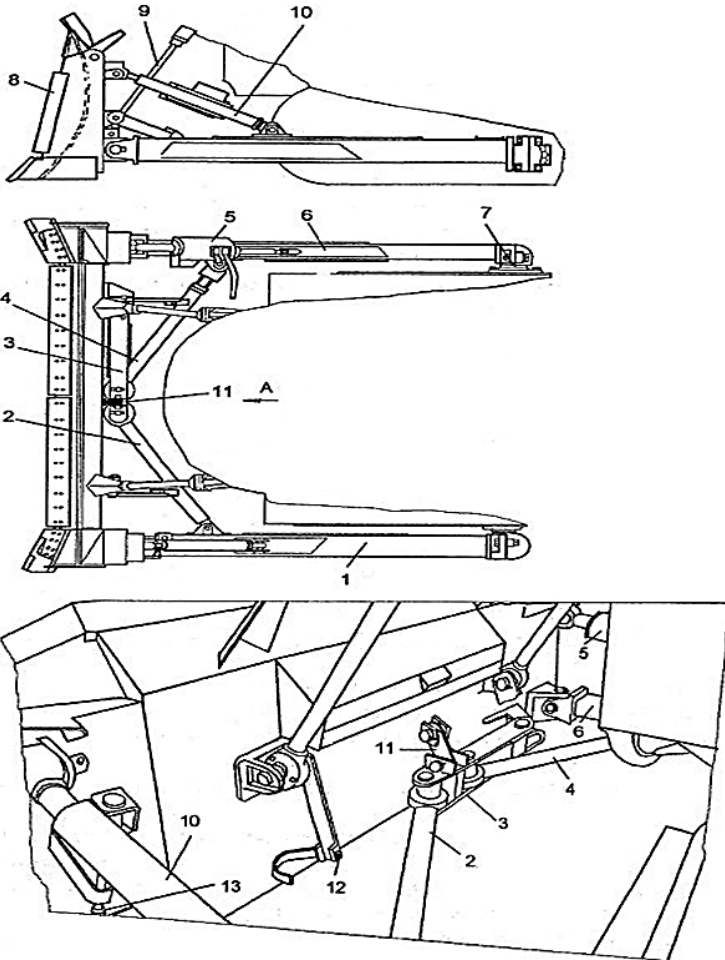
ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ БУЛЬДОЗЕРА



1 – блок гидрораспределителей; 2 – гидроцилиндры подъема и опускания отвала; 3 – гидрозамок; 4 – гидроцилиндр перекоса отвала; 5 – фильтр; 6 – гидробак; 7 – насос шестеренный; 8 – гидроцилиндр управления дополнительным оборудованием (рыхлителем)

Приложение В

РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ БУЛЬДОЗЕРА С ПОЛУСФЕРИЧЕСКИМ ОТВАЛОМ



- 1, 6 – брус толкающий; 2 – тяга; 3 – балка; 4 – подкос; 5 – гидрораскос;
7 – опора шаровая; 8 – отвал полусферический; 9 – гидроцилиндр подъема
и опускания отвала; 10 – раскос винтовой; 11 – серьга; 12 – стопор;
13 – рукоятка винтового раскоса

Учебное издание

БЕРЕЗОВСКИЙ Николай Иванович
НАГОРСКИЙ Александр Васильевич

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей

1-51 02 01 «Разработка месторождений полезных ископаемых»,
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование»
и 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства»

В 3 частях

Часть 1

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ БУЛЬДОЗЕРА

Редактор В.О. Кутас
Компьютерная верстка А.Г. Занкевич

Подписано в печать 01.03.2012.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2,0. Тираж 100. Заказ 156.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013. Минск.