



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Горные машины»

**В. В. Борисейко
Н. И. Березовский**

**ГОРНЫЕ МОБИЛЬНЫЕ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА**

Пособие

**Минск
БНТУ
2025**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Горные машины»

В. В. Борисейко
Н. И. Березовский

ГОРНЫЕ МОБИЛЬНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА

Пособие
для студентов специальности
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование
(по направлениям)»

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

Минск
БНТУ
2025

УДК 622.002.5(075.4)

ББК 33.16я7

Б67

Р е ц е н з е н т ы:

заведующий кафедрой механики материалов и деталей машин

УО «Белорусский аграрный технический университет»

канд. техн. наук, доцент *Н. Л. Ракова*;

главный специалист отдела производства и реализации торфяной
продукции управления торфяной промышленности

ГПО «Белтопгаз» *Д. Б. Джеллилов*

Борисейко, В. В.

Б67 Горные мобильные энергетические средства : пособие для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)» / В. В. Борисейко, Н. И. Березовский, – Минск : БНТУ, 2025. – 74 с.

ISBN 978-985-31-0167-6.

В пособии изложены основные требования к составу, объему, содержанию и оформлению материалов курсового проекта. Приведены необходимые информационные материалы, позволяющие организовать самостоятельную работу студентов по проектированию и конструированию средств механизации горных мобильных энергетических средств (ГМЭС) на основе двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Приведена методика и примеры расчетов производительности бульдозера, карьерного экскаватора и автосамосвалов Белорусского автомобильного завода (БелАЗ) при добыче и транспортировке горных пород из карьера на обогатительную фабрику.

УДК 622.002.5(075.4)

ББК 33.16я7

ISBN 978-985-31-0167-6

© Борисейко В. В., Березовский Н. И., 2025

© Белорусский национальный
технический университет, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Цель и задачи курсового проектирования.....	7
2. Состав, объем и содержание курсового проекта	8
3. Методические указания по выполнению пояснительной записки	9
3.1. Общие требования к оформлению	9
3.2. Требования к содержанию разделов пояснительной записки	9
4. Силовые передачи и дополнительное оборудование горных мобильных энергетических средств	11
4.1. Назначение трансмиссии	11
4.2. Сцепление.....	12
4.3. Коробка переменных передач	13
4.4. Ведущий мост	14
4.5. Механизмы поворота	14
4.6. Ходовая часть.....	15
4.7. Тяговые качества ГМЭС	16
4.8. Агрегатирование тягачей и горных машин.....	18
5. Использование ГМЭС на основе ДВС на открытых горных работах.....	20
5.1. Методика расчета бульдозера	21
5.1.1. Статический расчет.....	21
5.1.2. Расчет производительности	29
5.1.3. Исходные данные к проектному расчету эксплуатационных параметров бульдозера	33
6. Расчет производительности карьерных экскаваторов	36
6.1. Порядок расчета	39
6.2. Пример расчета	42
7. Самосвалы белорусского автомобильного завода (БелАЗ)	47
8. Определеение производительности и мощности карьерных автосамосвалов	53
8.1. Порядок расчета	55
8.2. Пример расчета	60
8.3. Пример расчета основных параметров трансмиссии и двигателя внутреннего сгорания	65
Библиографический список	69
Приложения	71

ВВЕДЕНИЕ

В данном пособии изложены основы принципиального устройства горных мобильных энергетических средств (ГМЭС), требования к составу, объему, содержанию, а также правилам оформления разделов пояснительной записки и комплекта конструкторских документов, графической части курсового проекта по дисциплине «Горные мобильные энергетические средства».

Шахтный транспорт в значительной степени обеспечивается комплексом сооружений и устройств, предназначенных для приема и перемещения различных грузов и людей на подземных горнодобывающих предприятиях. На современных шахтах в задачи шахтного транспорта входит формирование и реализация двух разнонаправленных (встречных) грузопотоков. Первый включает транспортирование людей, оборудования и других грузов к очистным, подготовительным забоям и другим производственным участкам; второй – прием и транспортирование в обратном направлении до околоствольного двора (на шахтах, вскрытых вертикальными стволами) или до поверхности (вскрытых наклонными стволами и штольнями) полезных ископаемых из очистных забоев (или породы из подготовительных), доставки в том же направлении демонтированного оборудования, металлолома, других вспомогательных грузов и людей. Использование горных мобильных энергетических средств помогает решить часть этих задач (доставка оборудования и людей к различным производственным участкам, погрузочно-разгрузочные работы и др.).

На открытых горных разработках еще в большей степени имеет значение использование ГМЭС. Автомобили и тракторы являются не только транспортными средствами, но и базовыми машинами для большинства горных и строительных машин (краны, бульдозеры, погрузчики, тягачи и др.). В настоящее время автотракторной промышленностью выпускаются колесные и гусеничные машины, оборудованные бензиновыми, дизельными двигателями и электродвигателями.

Горными мобильными энергетическими средствами называются горные машины, снабженные дизельными, пневматическими, электрическими и другими типами двигателей и способные самостоя-

тельно передвигаться по открытым и подземным выработкам на пневмоколесном или гусеничном ходу [1].

По назначению основные технологические самоходные оборудование подразделяется на буровые станки для бурения взрывных скважин диаметром 51–200 мм, бурильные установки для бурения шпуров диаметром 32–50 мм, погрузочные машины, экскаваторы, ковшовые погрузчики, погрузочно-транспортные машины, автосамосвалы, самоходные вагоны. К вспомогательному самоходному оборудованию относятся установки для зарядки шпуров и скважин, крепления горных выработок, автотележки для доставки грузов, горюче-смазочных материалов и перевозки людей, автокраны, бульдозеры, грейдеры, поливомоечные машины и др. [1].

Общая особенность современного самоходного оборудования – наличие самоходного пневмоколесного шасси с сочлененной или (реже) жесткой рамой, состоящего из тягача и полурамы для установки на ней навесного рабочего оборудования (бурильных стрел, ковша, кузова и т. д.). По размерам мобильное самоходное оборудование делится на малогабаритное (ширина и высота до 2 м) и крупногабаритное [1].

Высокая мощность и производительность, способность преодолевать значительные расстояния и подъемы в горных выработках, универсальность и ряд других особенностей мобильного самоходного оборудования в значительной степени позволяют обеспечить добычу различных полезных ископаемых подземным способом и проходки горных выработок и тоннелей, произвести доставку горных пород из карьеров к обогащательным фабрикам. Комплекс ГМЭС и техники для добычи представляет собой систему увязанных по производительности машин, качественным характеристикам добываемой породы, обеспечивающих полностью механизированный технологический процесс горных работ.

Для работы в шахтах ГМЭС выпускается в нормальном рудничном и взрывобезопасном исполнении. Для достижения этих задач в конструкции машин с дизельным приводом предусматривается дополнительно пластинчатая защита во всасывающем и выхлопном каналах, выхлопной коллектор с водяным охлаждением, тепловое реле для отключения подачи топлива, патрубки для отбора проб отработанных газов, предохранительный водяной затвор, автоматическая порошковая пламегасительная установка. Пуск дви-

гателя осуществляется пневмостартером; приводные ремни из антистатического негорючего материала, невоспламеняемые гидравлические жидкости.

Мобильные энергетические средства, как правило, имеют в своем составе механизмы и системы, выполняющие взаимосвязанные определенные функции, которые подразделяются на следующие основные группы: двигатель, трансмиссия, ходовая система, механизмы управления движением, система электрооборудования, гидропривода, рабочее и вспомогательное оборудование и др.

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Основная цель курсового проектирования – углубление и закрепление знаний теоретического материала по дисциплине «Горные мобильные энергетические средства», развитие навыков их творческого применения для решения конкретных инженерных задач по механизации соответствующих операций в основных и вспомогательных процессах горного производства.

Поставленная цель реализуется путем решения следующих учебных задач:

1. Привить студентам навыки углубленного изучения и критического анализа новейших достижений и известных вариантов решения поставленной инженерной задачи, основываясь на обзоре специальной литературы и других современных источниках информации.

2. Научить студентов определять современные тенденции научно-технического прогресса в области горных машин, использовать многокритериальные оценки качества конструктивных вариантов средств механизации при выборе проектного технического решения, обосновывать принятые технические решения.

3. Продолжить развитие у студентов навыков самостоятельной работы с нормативно-справочной литературой и стандартами, типовыми методиками расчета проектных и конструктивных параметров разрабатываемых устройств.

4. Развивать у студентов навыки четкого, технически грамотного и последовательного изложения принятых проектных и конструкторских решений в пояснительной записке и графических конструкторских документах, с соблюдением при их оформлении требований общегосударственных стандартов единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

2. СОСТАВ, ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

В соответствии с типовой учебной программой дисциплины курсовой проект должен состоять из пояснительной записки, графической части, выполненной в объеме не менее 2,5–3 листов формата А1, и спецификаций, составленных на каждую сборочную единицу.

Объем пояснительной записки должен составлять примерно 30–40 листов формата А4.

Пояснительная записка оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 7.32-2017 (введен в действие в РФ с августа 2022 года), СТП БНТУ 3.01-2003, в общем случае должна состоять из нижеперечисленных структурных элементов, расположенных в следующей последовательности:

- титульный лист (приложение А);
- задание по курсовому проектированию;
- содержание;
- введение;
- анализ соответствующих технических решений, выявленные тенденции научно-технического прогресса, обоснование выбора для проработки одного или нескольких альтернативных технических решений;
- основная (расчетная) часть, обосновывающая выбранное техническое решение, уточняющая конструкцию изделия, подтверждающего работоспособность, прочность, надежность и долговечность его структурных частей, соответствие технических характеристик разработанного средства механизации требованиям технического задания;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения (при необходимости).

Комплект конструкторских документов (графическая часть проекта) должен включать в себя чертеж общего вида (сборочный чертеж) ГМЭС, сборочный чертеж конечной передачи (редуктора привода хода машины), спецификации.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

3.1. Общие требования к оформлению

Пояснительная записка печатается на ПЭВМ на одной стороне листа писчей бумаги или пишется от руки чернилами или шариковой ручкой. Листы пояснительной записки должны иметь сквозную нумерацию. Формат листа пояснительной записки А4: 210×297 мм. Поля: правое – 10 мм, левое – 35 мм, верхнее и нижнее – 20 мм. Оформление пояснительной записки должно удовлетворять требованиям на оформление Отчета о научно-исследовательской работе [2].

Материал пояснительной записки должен быть изложен технически грамотно, четко, сжато. Расчеты иллюстрируются эскизами, схемами, эпюрами, графиками с обязательным применением чертежных инструментов. Расчеты рекомендуется оформлять с использованием программного продукта Mathcad, дополняя при необходимости таблицами, диаграммами или графиками.

Формулы выносятся в отдельную строку и нумеруются цифрами в круглых скобках, размещаемыми справа от формулы.

Пояснительная записка должна быть сброшюрована, иметь обложку и титульный лист. Чертежи всех видов (сборочные, детализированные, технологические) выполняются в соответствии с требованиями действующих нормативных технических документов.

Все конструкторские чертежи и технологические схемы выполняются на ватмане, при необходимости, на миллиметровой бумаге в карандаше, тушью с помощью чертежных приборов или с использованием машинной графики.

3.2. Требования к содержанию разделов пояснительной записки

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки, заполняется рукописным или машинописным способом и после выполнения курсового проекта подписывается студентом и руководителем проекта.

Задание на курсовое проектирование оформляется на бланке единого образца, располагается после титульного листа. Бланк задания,

заверенный подписью, с указанием даты выдачи студент получает от преподавателя кафедры, ведущего курсовой проект.

Введение должно содержать краткую характеристику проектируемого средства механизации горных работ. Необходимо описать его конструктивные особенности, дать сравнительную оценку по отношению к альтернативным устройствам данного класса, описать достоинства и недостатки, отметить особенность условий эксплуатации, дать рекомендации по применению.

Содержание – часть пояснительной записки, включающая в себя пронумерованный список разделов, подразделов и пунктов (если последние имеются) с указанием номеров страниц, на которых располагается начало текста разделов (подразделов) пояснительной записки.

Содержание располагается после задания на курсовое проектирование. Его заголовок, выполненный прописными буквами, размещают сверху симметрично по тексту на расстоянии не менее одного интервала от текста.

Наименование основных элементов пояснительной записки (введение, разделы, список используемых источников и приложения) выполняются прописными буквами. Наименования подразделов и подпунктов выполняются строчными буквами (кроме начальной прописной).

4. СИЛОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГОРНЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

4.1. Назначение трансмиссии

Трансмиссия предназначена для преобразования крутящего момента двигателя, снимаемого с маховика КШМ, и передачи его на ведущие колеса автомобиля (мобильной машины). Трансмиссии разделяют по способу изменения крутящего момента на ступенчатые и бесступенчатые [1, 3].

Ступенчатые трансмиссии – это механические передачи. Они состоят из набора шестерен с различным количеством зубьев. В этих передачах изменение крутящего момента, передаваемого ведущим колесам, осуществляется переключением сцепляющихся шестерен в коробке передач.

Бесступенчатые трансмиссии в зависимости от способа передачи крутящего момента подразделяются на гидравлические и электрические. В гидравлических трансмиссиях крутящий момент от двигателя к ведущим колесам передается с помощью потока жидкости, а в электрических – с помощью электрической энергии.

Бесступенчатые трансмиссии, в отличие от ступенчатых, позволяют плавно, автоматически изменять крутящий момент при колебании нагрузки автомобиля (мобильной машины) без изменения степени загрузки двигателя. Но бесступенчатые передачи по сравнению со ступенчатыми имеют существенные недостатки: низкий КПД, узкий диапазон рабочих передаточных отношений, сложность конструкции и эксплуатации [1, 4].

Механические трансмиссии получили наибольшее распространение в ГМЭС благодаря сравнительно простому устройству и надежной работе. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать только механические трансмиссии.

Схема трансмиссии колесной ГМЭС определяется его типом и назначением. Схема трансмиссии колесной мобильной машины с задними ведущими колесами состоит из сцепления, увеличителя крутящего момента, промежуточного соединения, коробки передач, главной передачи с дифференциалом, конечных передач, полуосей и механизма отбора мощности. Крутящий момент от двигателя к ве-

дущим колесам последовательно передается через сцепление, коробку передач, главную передачу с дифференциалом и конечные передачи.

Схема трансмиссии гусеничной МЭС определяется типом механизма поворота. Она состоит из сцепления, карданной передачи, коробки передач, главной передачи, фрикционной муфты поворота, конечных передач, полуосей и механизма отбора мощности. Крутящий момент от двигателя к ведущим звездочкам последовательно передается через сцепление, коробку передач, главную передачу, бортовые фрикционные и конечные передачи [1, 3].

4.2. Сцепление

Сцепление предназначено для передачи крутящего момента от двигателя к коробке передач, кратковременного разобщения работающего двигателя с трансмиссией (при переключении шестерен в коробке передач) и плавного безударного соединения их при трогании автомобиля или мобильной машины с места. Сцепление должно удовлетворять следующим требованиям: передавать без пробуксовки максимальный крутящий момент двигателя; обеспечивать плавное, без рывков, включение и полное отсоединение двигателя от трансмиссии; иметь минимальный момент инерции ведомых частей для безударного переключения шестерен в коробке передач; обеспечивать хороший отвод теплоты от трущихся поверхностей; быть удобным и легким в управлении, простым и доступным в обслуживании [1, 3].

Сцепления в зависимости от способа передачи крутящего момента подразделяют на фрикционные (механические) и гидравлические.

В фрикционных сцеплениях крутящий момент передается за счет трения, возникающего между трущимися поверхностями дисков, а в гидравлических – за счет воздействия жидкости на ведомые части сцепления. Фрикционные сцепления получили наибольшее применение в грузовых автомобилях и мобильных машинах благодаря сравнительно простому устройству [1, 4].

Наиболее часто на мобильных машинах устанавливается сухое двухдисковое постоянно замкнутое сцепление, отличающееся конструкцией отдельных деталей и механизмов.

Корзина сцепления представляет собой собранный и закрепленный на маховике механизм, состоящий из ведущих дисков – про-

межуточного и нажимного, кожух, прикрепленный к маховику болтами. Ведущие диски соединяются с маховиком с помощью ведущих пальцев, запрессованных в его отверстия. Такое соединение обеспечивает вращение дисков вместе с маховиком и осевое их перемещение. С промежуточным диском связаны отжимные тяги с пружинами, которые отводят промежуточный диск от ведомого при выключении сцепления.

Существуют и другие типы сцеплений, в основе которых лежит описанный выше принцип действия.

4.3. Коробка переменных передач

Коробка передач предназначена для изменения крутящего момента по величине и направлению на ведущих колесах или ведущих звездочках и для длительного разъединения двигателя от трансмиссии во время остановки мобильной машины или при его движении по инерции. Коробки передач по принципу действия разделяют на ступенчатые и бесступенчатые. Ступенчатые коробки передач состоят из набора шестерен с различным количеством зубьев, расположенных на валах и установленных в картере коробки. В этих коробках изменение крутящего момента, передаваемого ведущим колесам, осуществляется переключением сцепляющихся шестерен. Бесступенчатые коробки передач, в отличие от ступенчатых, позволяют в определенном интервале непрерывно автоматически изменять крутящий момент в зависимости от сопротивления движению автомобиля или мобильной машины. Бесступенчатые коробки передач из-за сложности конструкции и низкого КПД не получили широкого применения на горных мобильных машинах [1, 3].

Разная скорость движения, а следовательно, мощность мобильной машины достигается изменением передаточного числа между коленчатым валом двигателя и ведущими колесами мобильной машины. Как известно, при увеличении передаточного числа скорость движения мобильной машины уменьшается, а сила тяги на крюке соответственно возрастает, т. е. «выигрываем в силе – проигрываем в скорости» и наоборот.

4.4. Ведущий мост

Механизмы и узлы, передающие крутящий момент от коробки передач на ведущие колеса, представляют собой ведущий мост, в состав которого входит главная или центральная передача, состоящая из пары конических шестерен, дифференциала и конечных (бортовых) передач. В специальных рукавах или прикрепляемых к картеру моста корпусах у универсально-пропашных тракторов размещены тормоза [1, 3].

В зависимости от колесной формулы мобильная машина может иметь один, два и более ведущих мостов. Ведущий мост гусеничной мобильной машины, в отличие от колесных, включает главную передачу, механизм поворота, тормоза и конечные передачи.

Главная передача служит для передачи крутящего момента раздаточному механизму (дифференциалу у колесных и механизму поворота у гусеничных тракторов) и увеличения общего передаточного числа трансмиссии. Главные передачи бывают одинарные и двойные.

Дифференциал предназначен для распределения крутящего момента между полуосями ведущих колес и обеспечения вращения колес с различной угловой скоростью на поворотах и при движении на неровностях.

Простой конический дифференциал состоит из корпуса, сателлитов, крестовины, полуосевых шестерен. Ведущим звеном является корпус, ведомыми – полуосевые шестерни. У простого конического симметричного дифференциала полуосевые шестерни имеют одинаковое число зубьев, а сателлит фактически является равноплечим рычагом. При движении мобильной машины по прямой полуосевые шестерни вращаются вместе с корпусом, сателлиты при этом неподвижны относительно крестовины [1, 4].

4.5. Механизмы поворота

Поворот гусеничной мобильной машины происходит за счет разных скоростей левой и правой гусениц при движении. Механизм, предназначенный для регулирования скоростей движения гусениц и позволяющий мобильной машине осуществлять повороты, называется механизмом поворота.

В зависимости от конструкции механизмы поворота делятся на фрикционные, планетарные и электромагнитные. Фрикционные механизмы поворота представляют собой многодисковые фрикционные муфты поворота с ведущими и ведомыми дисками. Планетарные механизмы представляют собой планетарные редукторы, соединенные с левой и правой полуосями ведущих звездочек.

Планетарные механизмы поворота по сравнению с фрикционными муфтами поворота имеют меньшие габариты и большую износостойкость.

Для поворота мобильной машины необходимо, в зависимости от направления движения, растормозить один из тормозов солнечных шестерен и затормозить остановочный тормоз того же борта. В этом случае сателлиты вращают расторможенную солнечную шестерню. Крутящий момент от коронной шестерни полностью передается на забегающую (не отключенную) гусеницу. Радиус поворота зависит от степени затяжки остановочного тормоза и условий движения [1, 4].

Конструкция переднего ведущего моста колесной мобильной машины 4×4 во многом зависит от назначения и способа поворота. Так, например, у тракторов общего назначения, имеющих колеса одинакового размера и шарнирную раму, передний и задний ведущие мосты одинаковой конструкции («Кировец», Т-150К) [5].

Картер переднего ведущего моста мобильной машины образован корпусом главной передачи и дифференциала, двумя корпусами верхних конических пар и двумя корпусами редукторов с их крышками. Передний мост включает главную передачу, представляющую пару конических шестерен со спиральным зубом, самоблокирующийся дифференциал и два колесных редуктора [1].

4.6. Ходовая часть

Ходовая часть колесной мобильной машины состоит из остова, передней оси, колес и подвески. Эти устройства образуют тележку, с помощью которой движется машина. На остове устанавливаются и крепятся все узлы и механизмы. Его конструкция может быть рамной, полурамной и безрамной [1, 3].

На передней оси устанавливаются колеса и через нее осуществляется связь передней части остова с передними колесами. Колеса воспринимают вес мобильной машины и передают его на грунт.

Различают колеса ведущие и управляемые. К ведущим колесам через трансмиссию подводится крутящий момент двигателя. В результате сцепления с почвой они преобразовывают крутящий момент в касательную силу тяги, которая вызывает движение мобильной машины. Управляемые (ведомые) колеса служат для изменения направления движения мобильной машины. Подвеску образуют устройства, соединяющие колеса с остовом [4].

Для смягчения ударов и обеспечения плавности хода на некоторых мобильных машинах в подвеске передних колес применяют упругие элементы в виде пружин или пластинчатых рессор.

Ходовая часть гусеничной мобильной машины состоит из остова, гусеничных движителей и подвески. По типу остова гусеничные мобильные энергетические средства подразделяются на рамные и полурамные конструкции остова. Гусеничные движители обеспечивают преобразование крутящего момента двигателя в линейное передвижение мобильной машины. Расположены они по бокам остова мобильной машины и состоят из ведущей звездочки и направляющих колес, опорных катков, поддерживающих роликов и гусеничной цепи (гусеницы).

Гусеница представляет собой замкнутую шарнирную цепь, которая охватывает ведущее и направляющее колеса, опорные катки и поддерживающие ролики. Наружная поверхность гусеницы благодаря почвозацепам и трению о грунт сцепляется с ним, а по внутренней на опорных катках перемещается остов мобильной машины.

Гусеничный движитель по сравнению с колесами имеет большую опорную поверхность почвозацепов, что создает малое удельное давление на грунт, он менее склонен к буксованию, обладает большой проходимостью по слабонесущим поверхностям передвижения.

К основным недостаткам гусеничного движителя можно отнести большую металлоемкость и сложность конструкции, высокую стоимость и сравнительно малый срок службы.

4.7. Тяговые качества ГМЭС

Максимальная величина силы тяги мобильной машины ограничивается буксованием движителя. Пневматические шины на слабонесущих грунтах не развивают достаточного сцепления (буксуют). В результате буксования ведущих колес уменьшаются величина

силы тяги и скорость, что приводит к ухудшению проходимости мобильной машины, а также потерям мощности на передвижение мобильной машины, в результате чего снижается экономичность.

Для снижения негативного влияния буксования предусматривается ряд мер, в том числе увеличение сцепного веса. При увеличении веса на ведущие колеса возрастает заглубление грунтозацепов и прессование почвы, что улучшает сцепление колес с грунтом. Сцепной вес увеличивают установкой на диски колес дополнительных грузов или заполнением камеры шины водой на $1/2$.

На некоторых мобильных машинах, работающих с навесными орудиями, применяются механические или гидравлические догрузжатели сцепного веса. При догрузжении ведущих колес следует учитывать, что пневматические шины имеют ограниченную грузоподъемность. Поэтому вес, приходящийся на колесо, не должен превосходить допустимую грузоподъемность шины [1, 4, 5].

Существенно влияет увеличение пятна контакта ведущих колес с грунтом путем снижения внутреннего давления в шине, благодаря чему уменьшается удельное давление, что способствует сохранению структуры грунта и улучшению сцепления колес. Такой способ наиболее актуален при работе мобильной машины на слабонесущих грунтах.

Эффективным приемом уменьшения удельного давления и повышения проходимости является переоборудование колесной мобильной машины в полугусеничную. Полугусеничный ход изготавливается в виде съемного приспособления, состоящего из дополнительного колеса малого диаметра, устанавливаемого между передним и задним колесами мобильной машины, и гибкой резинометаллической гусеницы.

Увеличение контакта колеса с почвой может быть достигнуто применением сплошных или решетчатых дополнительных ободов, прикрепляемых к ступицам ведущих колес. В особо неблагоприятных условиях эксплуатации мобильной машины увеличение проходимости может быть достигнуто использованием сдвоенных ведущих колес или же колес с арочными шинами, имеющими малое внутреннее давление и большую ширину [1, 3].

Наиболее эффективным способом повышения тяговых качеств колесной мобильной машины является применение всех колес в качестве ведущих. У тракторов 4×4 полный его вес используется в ка-

честве сцепного, в то время как у мобильной машины 4×2 используется около 2/3 веса [1, 6].

Повышение тягово-сцепных качеств колесных горных мобильных машин может быть достигнуто также применением цепей противоскольжения или специальных откидных металлических грунтозацепов, шарнирно прикрепляемых к колесу. Одним из средств повышения тяговых качеств является блокировка дифференциала ведущего моста, исключаящая раздельное буксование ведущих колес.

4.8. Агрегатирование тягачей и горных машин

Для разрушения и погрузки горных пород требуются дополнительные агрегаты, приводимые в действие от двигателя внутреннего сгорания. В зависимости от способа соединения и перемещения их в транспортном положении различают следующие виды тракторных агрегатов: прицепные, полунавесные, навесные и комбинированные. Наиболее распространены навесные агрегаты, обладающие по сравнению с остальными рядом преимуществ. Конструкции навесных машин проще прицепных и полунавесных (нет ходовой части, ряда механизмов управления т. д.); навесные агрегаты обладают повышенной маневренностью и высокими транспортными скоростями и, как следствие, большей производительностью и экономичностью. Различают следующие виды навески машин и орудий на трактор: заднюю, среднюю, фронтальную, эшелонированную и боковую.

Прицепное устройство служит для агрегатирования трактора с прицепными и полунавесными машинами, орудиями и прицепами. Точка соединения прицепного устройства трактора с прицепным устройством машины называется точкой прицепа. Положение точки прицепа у современных тракторов можно регулировать в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Прицепные устройства подразделяют на прицепные скобы, транспортные крюки и гидрокрюки. Прицепные скобы бывают двух типов: простой и маятниковый, у которых с целью уменьшения момента сопротивления повороту ось крепления вынесена вперед от оси ведущих колес.

Гидрокрюки позволяют соединять трактор с полуприцепом и приводятся в действие силовым цилиндром гидронавесной системы. Применение их обеспечивает безопасность и удобство сцепки.

Транспортные крюки служат для соединения с прицепами при проведении транспортных работ. Для смягчения возникающих при движении толчков и рывков они снабжаются упругим элементом.

Механизмы навески бывают универсальные, специальные и комбинированные. По способу присоединения тяг к трактору различают двух- и трехточечные навесные устройства.

Трехточечное навесное устройство состоит из поворотного вала, нижней оси, верхней центральной, регулируемой по длине тяги и продольных тяг. Поворотный вал и нижняя ось посредством кронштейнов закреплены на остова трактора. Поворотный вал имеет два подъемных рычага, соединенных с помощью регулируемых по длине раскосов с продольными тягами. На поворотный вал через рычаг действует шток основного цилиндра.

Рама и стойка навесного орудия крепятся к проушинам на концах тяг. Изменяя длину раскосов и центральной тяги, раме орудия придают необходимое положение относительно поверхности почвы.

У двухточечного механизма навески обе нижние тяги соединяются с трактором в одной точке. Такие схемы навесного устройства применяются на гусеничных тракторах для работы с агрегатами.

5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГМЭС НА ОСНОВЕ ДВС НА ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ

Для производства вскрышных, добычных и отвальных работ (перемещения вскрыши или горной породы, разрушения и погрузки горных пород) применяются бульдозеры, карьерные экскаваторы и самосвалы.

Бульдозеры являются одним из основных горных мобильных энергетических средств комплексной механизации открытых горных работ на карьерах горной промышленности. Они широко применяются для механизации основных и вспомогательных процессов, благодаря своей высокой энерговооруженности, хорошей проходимости, маневренности, сравнительно небольшим размером и массе, относительно невысокой стоимости [7].

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 при погрузке полезных ископаемых на складах [7].

Для эффективного использования данных средств механизации горный инженер должен знать не только 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 [3].

5.1. Методика расчета бульдозера

5.1.1. Статический расчет

Целью статического расчета являются: 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 [8].

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 [5].

В общем случае положение центра давления определяют для трех расчетных случаев положения бульдозера (рис. 5.1) [8]:

- 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.

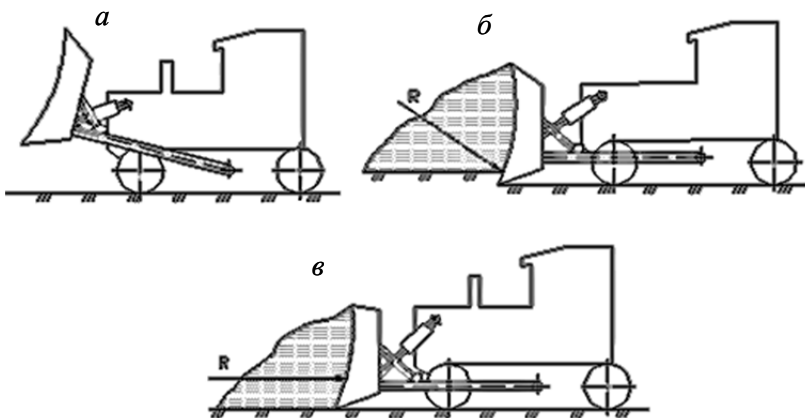


Рис. 5.1. Расчетные случаи для определения центра давления бульдозера:
a – с поднятым отвалом; *б* – при движении с резанием грунта;
в – при движении в траншее без резания грунта

Так, например, положение центра давления относительно задней кромки движителя базовой машины для второго расчетного случая (рис. 5.2) можно выразить из уравнения статики:

$$\sum M_A = 0; \quad -Q \Delta y + G_G l_a - R_y h_1 + R_z (a + l_c) = 0, \quad (5.1)$$

где $Q = G_G + R_z$ – 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.

Из равенства (5.1) относительное положение центра давления

$$\Delta y = \frac{G_G l_a - R_y h_1 + R_z (a + l_c)}{Q}. \quad (5.2)$$

Плечо h_1 в формуле (5.2) представляет собой расстояние от плоскости резания до точки приложения результирующей сил сопротивления резанию грунта.

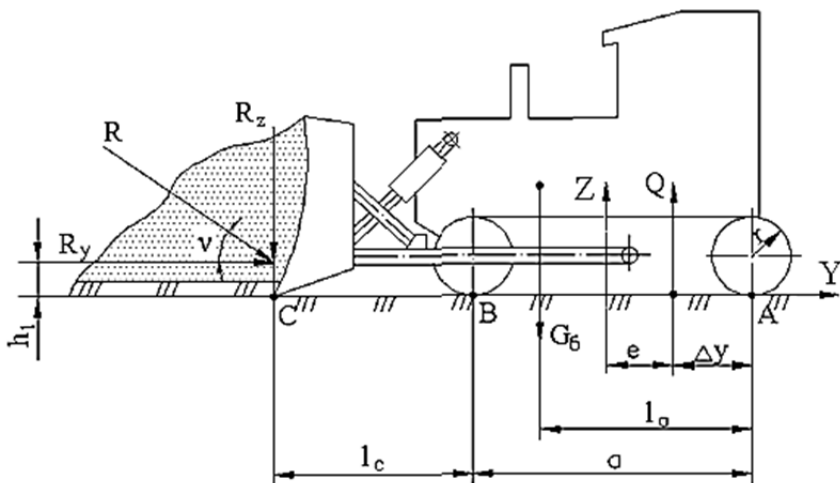


Рис. 5.2. Пример расчетной схемы для определения относительного положения центра давления бульдозера

Согласно [5, 11]

$$R_y = k T_H, \quad (5.3)$$

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

$$R_z = R_x \Delta \operatorname{tg} v, \quad (5.4)$$

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

При определении относительного положения центра давления угол наклона результирующей сил сопротивления v принимается по [5, 6]:

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

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

Расстояние от режущей кромки ножа отвала до точки приложения сил сопротивления резанию на отвале принимается [7]:

а) при копании грунтов плотной структуры

$$h_1 = 0,17 \text{ Н}; \quad (5.5)$$

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

$$h_1 = 0,27 \text{ Н}. \quad (5.6)$$

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 [5].

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:

$$e = \frac{a}{2} - |\Delta y|. \quad (5.7)$$

Из статического расчета горной гусеничной машины известно [4], что условие опоры 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 [5]

$$|y_{\max}| = \frac{a}{6}, \quad (5.8)$$

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:

$$|e| \leq \frac{a}{6}. \quad (5.9)$$

В случае выхода центра давления за пределы ядра сечения, т. е. при неисполнении условия (5.9), требуется корректировка конструктивных и эксплуатационных параметров бульдозерного оборудования, определяющих положение центра давления Q (рис. 5.2).

Среднее и экстремальные значения давления движителя на опорную поверхность, с учетом характера приложения внешних сил к движителю, можно определять по формулам [8]:

$$P_{\text{cp}} = \frac{Q}{2ab}, \quad (5.10)$$

$$P_{\text{max}} = \frac{|Q|}{2ab} + \frac{|M_x|}{W_x}, \quad (5.11)$$

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

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

b – ширина движителя базовой машины.

Предполагая зависимость деформации опорного основания от давления линейной, т. е. подчиняющуюся закону Гука, среднее и экстремальное значения деформации грунта на кромках движителя можно оценивать по формулам [7]:

$$h'_{\text{cp}} = \sqrt[3]{ab^2} \cdot \frac{P_{\text{cp}}}{E}; \quad (5.12)$$

$$h'_{\text{max}} = \sqrt[3]{ab^2} \cdot \frac{P_{\text{max}}}{E}, \quad (5.13)$$

где E – модуль Юнга для упругого полупространства.

В соответствии с [8] давление считается допустимым, если деформация грунта под движителем находится в пределах 0,06–0,12 м; среднее давление движителя на грунт 35–60 КПа.

При оценке величины h'_{max} под движителем базовой машины в формуле (5.13) вместо значения модуля Юнга для заданной категории горной породы можно подставлять показатель несущей способности грунта (табл. 5.1), характеризующий величину давления на опорную поверхность, под действием которого движитель погружается в породу на 0,01 м.

Таблица 5.1

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 (табл. 5.2) проверяется по величинам удельного горизонтального усилия и вертикального давления на породу режущей кромке ножа отвала.

Удельное горизонтальное усилие на режущей кромке определяется

$$P_{\Gamma} = \frac{T_{\text{H}}}{L}. \quad (5.14)$$

Вертикальное давление на режущей кромке ножа определяется

$$P_{\text{B}} = \frac{P_{\text{max}}}{F}, \quad (5.15)$$

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.

Таблица 5.2

Значения удельного горизонтального усилия и вертикального давления на породу кромкой ножа отвала бульдозера, необходимые для разработки пород различных категорий

Показатели	Категория породы			
	I	II	III	IV
P_{Γ} – удельное горизонтальное усилие, кН/м	до 15,0	20–30	40–55	более 60
P_{B} – вертикальное давление, МПа	до 1,0	1,2–2,0	2,5–3,5	более 3,5

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

$$P_{\max} = \frac{G_6 l_a}{l_c}. \quad (5.16)$$

Площадь F и вертикальное давление P_B определяются для двух случаев [8]:

- для новых ножей ($\nabla = 0,003 \dots 0,005$) м;
- для изношенных ножей ($\nabla = 0,008 \dots 0,015$) м.

Расчетная схема для определения P_{\max} представлена на рис. 5.3.

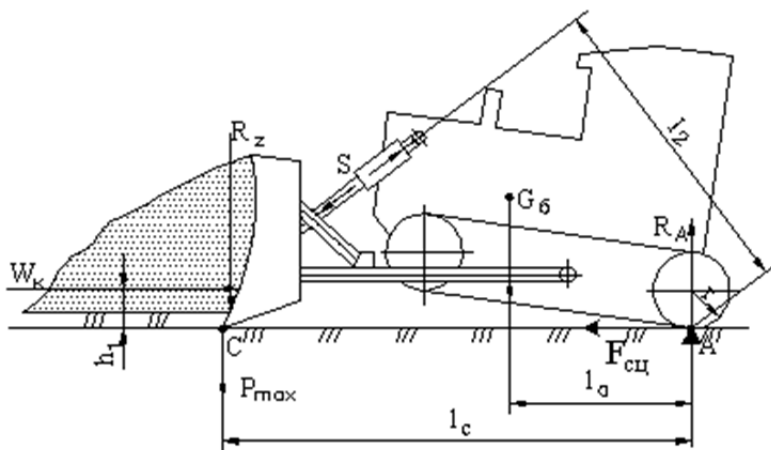


Рис. 5.3. Расчетные схемы для определения продольной устойчивости бульдозера

Продольная устойчивость бульдозера проверяется [3, 7] для двух случаев (рис. 5.3): отвал упирается в препятствие; осуществляется подъем заглубленного отвала.

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

В расчетных схемах (рис. 5.3) можно принять [7, 8], 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

$$\Psi_A = \frac{G_6 l_a}{2Sl_2 + W_k r}, \quad (5.17)$$

$$\Psi_B = \frac{G_6 l_b + W_k r}{2Sl_3}, \quad (5.18)$$

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

S – максимальное усилие, развиваемое гидроцилиндром, кН;

r – радиус катания ведущей звездочки движителя, м.

Уравнения (5.17) и (5.18) 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 .

5.1.2. Расчет производительности

Производительность бульдозера существенно зависит от способа его работы. Известен целый ряд конструктивных, технологических и организационных мероприятий и способов повышения производительности бульдозера за счет [7–10]:

- снижения усилия копания породы;
- снижения потерь породы в боковые валики;
- набора и перемещения призмы волочения с переменной величиной заглубления 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 рабо-

чий цикл, к длительности этого цикла. Увеличение производительности при данном объеме породы в призме волочения может быть достигнуто только за счет сокращения времени цикла [8].

Бульдозер с неповоротным отвалом имеет следующий рабочий процесс: отделение породы от массива, передвижение машины с породой на определенное расстояние, возвращение к началу забоя, маневрирование в конце рабочего и обратного ходов. Толщина стружки срезаемой породы является основополагающим параметром для определения длительности операции отделения породы от массива и накопления ее перед отвалом. Соответственно, производительность бульдозера зависит от его рабочей скорости передвижения. Для сокращения продолжительности этой операции необходимо стремиться к увеличению толщины среза, однако этот процесс ограничен максимальной мощностью базовой машины на соответствующей передаче ее трансмиссии. Для максимального использования силы тяги базовой машины в начале операции срезания породы рекомендуется заглублять отвал на большую глубину, чем в конце, т. е. работать с переменной толщиной стружки. Обычно путь, который проходит бульдозер при наборе породы перед отвалом, составляет 6–10 м [7].

Сокращению длительности операций на рабочем ходу бульдозера способствует работа его под уклон, так как 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 [7, 11].

Для увеличения производительности скорость передвижения бульдозера при обратном холостом ходе также должна быть максимальной, соответственно тяговым возможностям базовой машины. Эксплуатационная производительность бульдозера при резании и перемещении породы определяется [7, 14]:

$$Q = \frac{3600V_{\text{пр}} k_{\text{в}} k_{\text{укл}}}{T_{\text{ц}}}, \quad (5.19)$$

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

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

$k_{\text{укл}}$ – коэффициент, учитывающий уклон пути (табл. 5.3);

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

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{р}}}{\vartheta_{\text{р}}} + \frac{l_{\text{п}}}{\vartheta_{\text{п}}} + \frac{l_{\text{р}} + l_{\text{п}}}{\vartheta_{\text{о}}} + t_{\text{орх}} + t_{\text{охх}} + t_{\text{с}} + t_{\text{п}}, \quad (5.20)$$

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

$\vartheta_{\text{р}}$, $\vartheta_{\text{п}}$, $\vartheta_{\text{о}}$ – соответственно действительные скорости трактора при наборе призмы, ее перемещении и при обратном ходе, м/с;

$t_{\text{орх}}$, $t_{\text{охх}}$ – соответственно длительность остановки после рабочего и холостого ходов (3–4 с);

$t_{\text{с}}$ – затраты времени на переключение передач (4–5 с);

$t_{\text{п}}$ – затраты времени на разворот (10 с).

Таблица 5.3

Значения поправочного коэффициента, учитывающего уклон пути бульдозера

Угол подъема, град.	$k_{\text{укл}}$	Угол уклона, град.	$k_{\text{укл}}$
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:

$$\vartheta = \vartheta_{\text{теор.}} (1 - \varepsilon), \quad (5.21)$$

где $\vartheta_{\text{теор.}}$ – теоретическая или кинематическая скорость мобильной машины;

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

Набор теоретических скоростей современной мобильной машины с механической трансмиссией, при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и отсутствием буксования, приведен в табл. 5.4 (на примере мобильной машины Т10М с мощностью двигателя 132 кВт, номинальным тяговым усилием 160 кН) [12].

Таблица 5.4

Примерный набор теоретических скоростей мобильной машины с ходоуменьшителем на различных передачах [9]–[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

$$Q_3 = \frac{3600 l_{pl} (L - \xi) k_B}{z \left(\frac{l_{pl}}{\vartheta} + t_n \right)}, \text{ м}^2/\text{ч}, \quad (5.22)$$

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

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

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

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

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

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

5.1.3. Исходные данные к проектному расчету эксплуатационных параметров бульдозера

Для расчета эксплуатационных параметров бульдозера используем нижеприведенные исходные данные:

- 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.

Задание. Определить основные конструктивные параметры бульдозера с неповоротным гидроуправляемым отвалом на базе гусеничного трактора с мощностью двигателя N , продольной базой гусе-

ничного двигателя a и шириной гусениц b , с максимальным усилием в гидроцилиндрах управления отвалом S для разработки породы заданной категории на поверхности с предельным углом наклона α (табл. 5.5).

Таблица 5.5

Исходные данные по вариантам

№ варианта	N, кВт	Характеристика грунта			Характеристика породы					α_1 , град
		a , м	b , м	S , кН	Категория	Вид	K_b , 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
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	1,0	100	IV	Связная	0,25	3,5	1,35	2

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 [13].

Коэффициенты трения разрыхленной породы о сталь μ_1 в тяговом расчете принять равным 0,9. При выборе теоретической скорости мобильной машины при копании и перемещении породы, а также при обратном перемещении ориентироваться данными табл. 5.4. КПД трансмиссии привода ведущих звездочек мобильной машины η принять равным 0,85 [14].

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 равным 0,8; на несвязных – 0,6.

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

На рис. 5.4 представлена принципиальная гидравлическая схема управления рабочим оборудованием бульдозера [14].

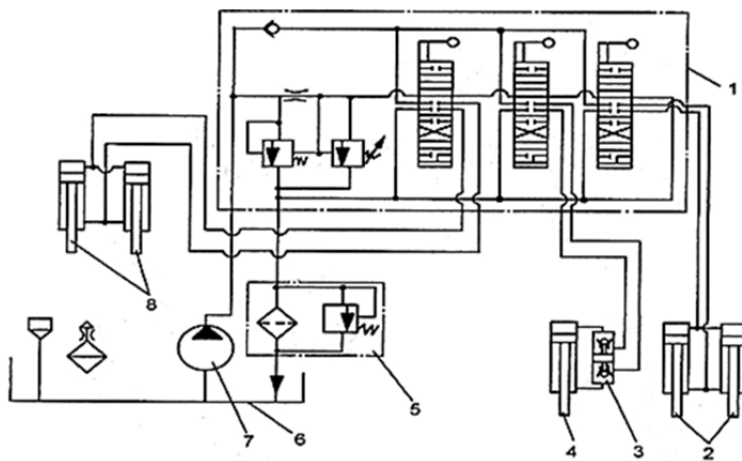


Рис. 5.4. Принципиальная гидравлическая схема управления рабочим оборудованием бульдозера

Центр масс базовой мобильной машины принять находящимся на продольной оси симметрии гусеничного движителя на расстоянии 1,5 м от оси ведущих звездочек.

Статический и тяговый расчеты сопроводить расчетными схемами.

6. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Одноковшовые экскаваторы используются на карьерах как основное добычное, вскрышное отвальное оборудование.

Экскаваторы с ковшом вместимостью более 4 м^3 относятся к карьерным.

В их типаже приняты следующие обозначения:

ЭКГ – экскаватор электрический, на гусеничном ходу. Цифры, стоящие после дефиса, обозначают вместимость основного ковша в кубических метрах.

ЭШ – экскаватор шагающий.

ЭГО – экскаватор карьерный гидравлический, на гусеничном ходу.

Механические лопаты подразделяются на три основных типа: С – строительные, К – карьерные, В – вскрышные.

Основные технологические параметры механических лопат: емкость ковша, рабочие параметры, габариты, преодолеваемый уклон, масса, удельное давление. К рабочим параметрам относятся радиус и высота черпания и разгрузки (рис. 6.1).

Радиус черпания $R_{\text{ч}}$ – горизонтальное расстояние от оси вращения экскаватора до кромки ковша при черпании.

Высота черпания $H_{\text{ч}}$ – вертикальное расстояние от горизонта установки экскаватора до режущей кромки ковша при черпании.

Радиус разгрузки $R_{\text{р}}$ – горизонтальное расстояние от оси вращения экскаватора до оси ковша при разгрузке.

Высота разгрузки $H_{\text{р}}$ – вертикальное расстояние от горизонта установки экскаватора до нижней кромки открытого днища ковша.

Забой является рабочим местом экскаватора. Он представляет собой часть поверхности уступа, являющейся объектом выемки. При выемке горных пород экскаватором мехлопатовой существуют следующие типы забоев: тупиковый, торцевой и фронтальный (боковой) [16].

Забои в мягких породах характеризуются технологическими параметрами – высота уступа ($H_{\text{у}}$) и ширина заходки экскаватора (A).

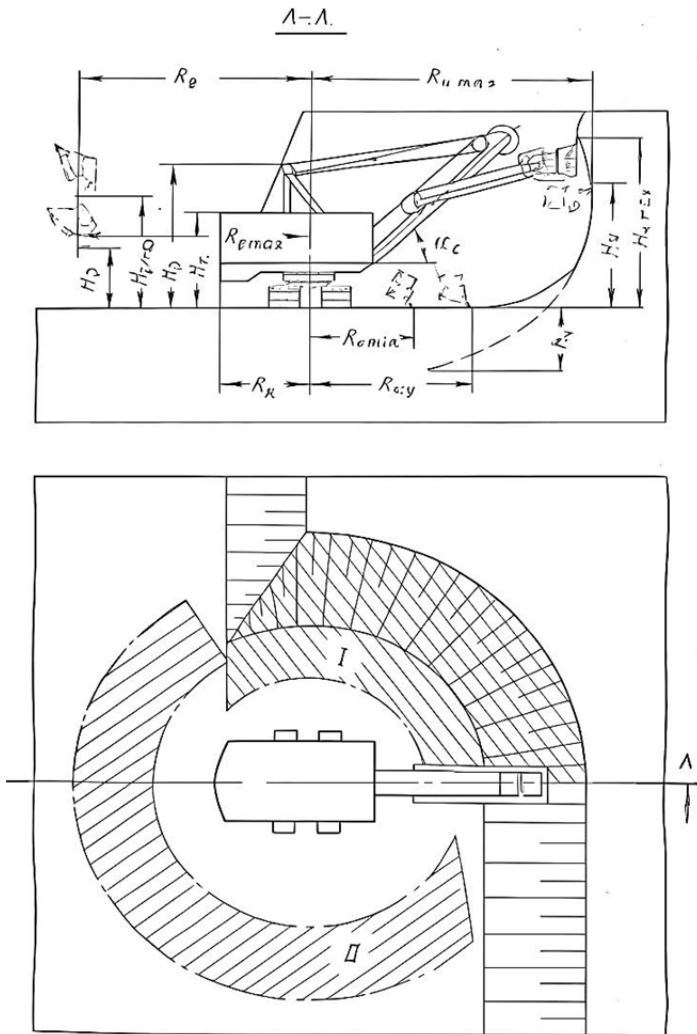


Рис. 6.1. Забой и параметры механических лопат:

I, II – зоны черпания и разгрузки; R_{ϕ} – радиус черпания; $R_{\phi, \max}$ – максимальный радиус черпания; $R_{\phi, \min}$ – минимальный радиус черпания; $R_{\phi, y}$ – радиус черпания экскаватора на горизонта установке; H_{ϕ} – высота черпания; $H_{\phi, \max}$ – максимальная высота черпания; $H_{\phi, \min}$ – минимальная высота черпания; h_{ϕ} – максимальная глубина черпания ниже горизонта установки экскаватора; R_p – радиус разгрузки; $R_{p, \max}$ – максимальный радиус разгрузки; H_p – высота разгрузки; $H_{p, \max}$ – максимальная высота черпания разгрузки; α_c – угол наклона стрелы

Высоту уступа и ширину заходки экскаватора определяют его технические характеристики. Высота уступа (высота забоя) не должна превышать максимальной высоты черпания экскаватора ($H_{ч, \max}$).

Различают производительность экскаваторов теоретическую, техническую и эксплуатационную.

Теоретическая производительность – количество горной массы, которое может быть вынута в единицу времени при непрерывной работе экскаватора, исходя из его конструктивных параметров.

Техническая производительность – максимальная часовая производительность экскаватора при его непрерывной работе в конкретных горнотехнических условиях

Эксплуатационная производительность экскаватора определяется с учетом использования рабочего времени, и с неизбежными организационными и технологическими простоями.

Задание. Выполнить расчет технической, сменной и годовой производительности одноковшового экскаватора типа ЭКГ в скальных породах согласно исходным данным (табл. 6.1) [16]:

Таблица 6.1

Исходные данные к расчету технической, сменной и годовой производительности одноковшового экскаватора типа ЭКГ в скальных породах

Вариант	Модель экскаватора	Категория пород	B , град	$T_{см}$, с	n_r , дней	Вид транспорта	$\kappa_{и}$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	ЭКГ-3,2	III	90	8	260	Авто	0,75
2	ЭКГ-5А	IV	130	12	260	Ж/д	0,60
3	ЭКГ-8И	V	120	8	250	Авто	0,72
4	ЭКГ-6,3 УС	III	100	12	250	Ж/д	0,63
5	ЭКГ-5А	IV	120	8	250	Авто	0,74
6	ЭКГ-8И	V	130	12	250	Ж/д	0,68
7	ЭКГ-6,3 УС	III	120	8	250	Авто	0,75
8	ЭКГ-12,5	IV	110	12	230	Ж/д	0,65
9	ЭКГ-3,2	V	90	8	260	Авто	0,73
10	ЭКГ-5А	III	120	12	240	Ж/д	0,68

1	2	3	4	5	6	7	8
11	ЭКГ-6,3 УС	IV	130	8	240	Авто	0,75
12	ЭКГ-8И	V	140	12	240	Ж/д	0,63
13	ЭКГ-12,5	III	150	8	250	Авто	0,73
14	ЭКГ-20	IV	90	12	230	Ж/д	0,64
15	ЭКГ-5А	V	120	8	240	Авто	0,74
16	ЭКГ-3,2	III	110	12	260	Ж/д	0,65
17	ЭКГ-5А	IV	115	8	240	Авто	0,75
18	ЭКГ-6.3 УС	V	140	12	250	Ж/д	0,68
19	ЭКГ-8И	III	95	8	240	Авто	0,74
20	ЭКГ-12,5	IV	115	12	250	Ж/д	0,63

6.1. Порядок расчета

6.1.1. Техническая производительность экскаватора (A_T , м³/ч)

$$A_T = \frac{3600 \cdot E}{T_{\text{ц}}} \cdot k_3, \quad (6.1)$$

где E – вместимость ковша экскаватора, м³;

$T_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, с;

k_3 – коэффициент экскавации пород.

$$k_3 = \frac{k_{\text{н}}}{k_{\text{р}}},$$

где $k_{\text{н}}$ – коэффициент наполнения ковша;

$k_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления пород в ковше экскаватора.

Значения $k_{\text{н}}$ и $k_{\text{р}}$ принимать по табл. 6.2 в зависимости от заданной категории пород по трудности экскавации [16].

Таблица 6.2

Коэффициент разрыхления пород в ковше экскаватора
и наполнения ковша (ЕНВ)

Категория пород	Плотность пород в целике γ , т/м ³	κ_p	κ_n
I	1,6	1,15	1,05
II	1,8	1,25	1,05
III	2,0	1,35	0,95
IV	2,5	1,50	0,90
V	3,5	1,60	0,90

6.1.2. Продолжительность цикла ($T_{ц}$, с)

$$T_{ц} = T_{ч} + T_{пов} + T_{р}, \quad (6.2)$$

где $T_{ч}$ – длительность черпания, с:

$$T_{ч} = \frac{194 \cdot d_{cp}^2}{E} + \frac{E}{0,11 \cdot E + 0,6}, \quad (6.3)$$

где d_{cp} – размер «среднего» куска, м:

$$d_{cp} = (0,3 + 0,4) \cdot \sqrt[3]{E}; \quad (6.4)$$

$T_{пов}$ – длительность поворотов, с:

$$T_{пов} = (10 + E) + 0,18 \cdot (\beta - 90^\circ), \quad (6.5)$$

где β – средний угол поворота экскаватора, град;

$T_{р}$ – длительность разгрузки, с;

при $E = 1 \div 3 \text{ м}^3$, $T_p = 1,5 \div 2,5 \text{ с}$;

при $E = 3 \div 8 \text{ м}^3$, $T_p = 2,5 \div 2,7 \text{ с}$;

при $E = 12 \div 20 \text{ м}^3$, $T_p = 2,9 \div 3,5 \text{ с}$.

6.1.3. Сменная производительность экскаватора ($A_{\text{см}}$, $\text{м}^3/\text{смену}$)

$$A_{\text{см}} = A_T \cdot T_{\text{см}} \cdot k_{\text{и}}, \quad (6.6)$$

где $T_{\text{см}}$ – продолжительность смены, ч;

$k_{\text{и}}$ – коэффициент использования экскаватора в течение смены.

6.1.4. Суточная производительность экскаватора ($A_{\text{с}}$, $\text{м}^3/\text{сутки}$)

$$A_{\text{с}} = A_{\text{см}} \cdot n_{\text{см}}, \quad (6.7)$$

где $n_{\text{см}}$ – число рабочих смен в сутках.

6.1.5. Годовая производительность экскаватора ($A_{\text{г}}$, $\text{м}^3/\text{год}$)

$$A_{\text{г}} = A_{\text{с}} \cdot n_{\text{г}}, \quad (6.8)$$

где $n_{\text{г}}$ – число рабочих дней экскаватора в году.

6.1.6. Определяется парк экскаваторов. Списочный парк экскаваторов ($N_{\text{эс}}$, шт.)

$$N_{\text{эс}} = \frac{\Pi_{\text{ГМ}}}{A_{\text{г}}}, \quad (6.9)$$

где $\Pi_{\text{ГМ}}$ – производительность карьера по горной массе, $\text{м}^3/\text{год}$.

6.1.7. Рабочий парк экскаваторов ($N_{\text{эп}}$, шт.)

$$N_{\text{эп}} = \frac{N_{\text{эс}}}{k_{\text{рез}}}, \quad (6.10)$$

где $k_{рез}$ – коэффициент резерва экскаваторов

$$k_{рез} = \frac{T_{г}}{n_{г}},$$

где $T_{г}$ – число рабочих дней карьера в году ($T_{г} = 350$ дней).

6.1.8. Определяется ширина экскаваторной заходки (A_3 , м):

– при железнодорожном транспорте:

$$A_3 = (1,5 \div 1,7) \cdot R_{ч.у}; \quad (6.11)$$

– при автотранспорте:

$$A_3 = (0,8 \div 1,2) \cdot R_{ч.у}, \quad (6.12)$$

где $R_{ч.у}$ – радиус черпания экскаватора на уровне стояния, м.

6.1.9. Определяется допустимая высота уступа (H_y , м) для скальных пород:

$$H_y \leq 1,5 \cdot H_{ч}^{max}, \quad (6.13)$$

где $H_{ч}^{max}$ – максимальная высота черпания экскаватора, м.

6.1.10. Проанализировать зависимость технической производительности экскаватора от угла поворота и построить график $A_T = f(\beta)$.

Производится расчет для пяти значений β . Область варьирования угла поворота $150^\circ > \beta > 90^\circ$. Интервал варьирования $\Delta\beta = 5 \div 10$.

Исходные данные для расчетов приведены в табл. 6.1 и 6.2.

6.2. Пример расчета

Исходные данные.

Модель экскаватора – ЭКГ-6;

Категория пород – III;

Вид транспорта – автомобиль;

$$\begin{aligned}
 E &= 6 \text{ м}^3; & T_{\text{см}} &= 8 \text{ ч}; \\
 T_{\text{р}} &= 2,6 \text{ с}; & n_{\Gamma} &= 250 \text{ дней}; \\
 k_{\text{н}} &= 0,95; & H_{\text{ч}} &= 10 \text{ м}; \\
 k_{\text{р}} &= 1,35; & R_{\text{ч,у}} &= 14 \text{ м}; \\
 k_{\text{и}} &= 0,75; & T_{\Gamma} &= 350 \text{ дней}. \\
 \Pi_{\Gamma\text{М}} &= 1\,374\,200 \text{ м}^3/\text{год}.
 \end{aligned}$$

Решение

6.2.1. Техническая производительность экскаватора (A_{T} , м³/ч)

$$A_{\text{T}} = \frac{3600 \cdot E}{T_{\text{ц}}} \cdot k_{\text{э}} = \frac{3600 \cdot 6}{39} \cdot 0,7 = 387,7 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$k_{\text{э}} = \frac{k_{\text{н}}}{k_{\text{р}}} = \frac{0,95}{1,35} = 0,7.$$

Продолжительность цикла ($T_{\text{ц}}$, с)

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{ч}} + T_{\text{пов}} + T_{\text{р}} = 14,5 + 21,4 + 2,6 = 39 \text{ с},$$

$$T_{\text{ч}} = \frac{194 \cdot d_{\text{ср}}^2}{E} + \frac{E}{0,11 \cdot E + 0,6} = \frac{194 \cdot 0,3}{6} + \frac{6}{0,11 \cdot 6 + 0,6} = 14,5 \text{ с},$$

$$d_{\text{ср}} = (0,3 \div 0,4) \cdot \sqrt[3]{E} = 0,3 \cdot \sqrt[3]{6} = 0,54 \text{ м},$$

$$T_{\text{пов}} = (10 + E) + 0,18 \cdot (\beta - 90^\circ) = 10 + 6 + 5,4 = 21,4 \text{ с}.$$

6.2.2. Сменная производительность экскаватора ($A_{\text{см}}$, м³/смену)

$$A_{\text{см}} = A_{\text{T}} \cdot T_{\text{см}} \cdot k_{\text{и}} = 387,7 \cdot 8 \cdot 0,75 = 2326 \text{ м}^3/\text{смену}.$$

6.2.3. Суточная производительность экскаватора ($A_{\text{с}}$, м³/сутки)

$$A_{\text{с}} = A_{\text{см}} \cdot n_{\text{см}} = 2326 \cdot 2 = 4652 \text{ м}^3/\text{сутки}.$$

6.2.4. Годовая производительность экскаватора (A_T , м³/год)

$$A_T = A_c \cdot n_T = 4625 \cdot 250 = 1156250 \text{ м}^3/\text{год.}$$

6.2.5. Определяется парк экскаваторов. Списочный парк экскаваторов ($N_{эс}$, шт.)

$$N_{эс} = \frac{\Pi_{ГМ}}{A_T} = \frac{13747200}{1156250} = 11,8 \approx 12 \text{ шт.}$$

Рабочий парк экскаваторов ($N_{эп}$, шт.)

$$N_{эп} = \frac{N_{эс}}{k_{рез}} = \frac{12}{1,4} = 8,57 \approx 9 \text{ шт.,}$$

$$k_{рез} = \frac{T_T}{n_T} = \frac{350}{250} = 1,4.$$

6.2.6. Определяется ширина экскаваторной заходки (A_3 , м)

$$A_3 = (0,8 \div 1,2) \cdot R_{ч,у} = 1 \cdot 14 = 14 \text{ м.}$$

6.2.7. Определяется допустимая высота уступа (H_y , м) для скальных пород

$$H_y \leq 1,5 \cdot H_{ч}^{\max} = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ м.}$$

Изучим производительность экскаватора A_T от угла β .

Базовый $\beta = 120^\circ$ $A_T = 387,7 \text{ м}^3/\text{ч}$

Примем

$$\beta_1 = 100^\circ,$$

$$T_{пов} = (10 + E) + 0,18 \cdot (\beta - 90^\circ) = 16 + 1,8 = 17,84 \text{ с,}$$

$$T_{ц} = T_{ч} + T_{пов} + T_p = 14,5 + 17,8 + 2,6 = 35 \text{ с,}$$

$$A_T = \frac{3600 \cdot E}{T_{ц}} \cdot k_3 = \frac{3600 \cdot 6}{35} \cdot 0,7 = 432 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

$$\beta_2 = 110^\circ,$$

$$T_{\text{пов}} = (10 + E) + 0,18 \cdot (\beta - 90^\circ) = 16 + 3,6 = 19,6 \text{ с},$$

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{ч}} + T_{\text{пов}} + T_{\text{р}} = 14,5 + 19,6 + 2,6 = 36,7 \text{ с},$$

$$A_{\text{г1}} = \frac{3600 \cdot E}{T_{\text{ц}}} \cdot k_3 = \frac{21600}{36,7} \cdot 0,7 = 412 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$\beta_3 = 130^\circ,$$

$$T_{\text{пов}} = (10 + E) + 0,18 \cdot (\beta - 90^\circ) = 16 + 7,2 = 23,2 \text{ с},$$

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{ч}} + T_{\text{пов}} + T_{\text{р}} = 14,5 + 23,2 + 2,6 = 40,3 \text{ с},$$

$$A_{\text{г2}} = \frac{3600 \cdot E}{T_{\text{ц}}} \cdot k_3 = \frac{21600}{40,3} \cdot 0,7 = 375 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$\beta_4 = 140^\circ,$$

$$T_{\text{пов}} = (10 + E) + 0,18 \cdot (\beta - 90^\circ) = 16 + 9 = 25 \text{ с},$$

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{ч}} + T_{\text{пов}} + T_{\text{р}} = 14,5 + 25 + 2,6 = 42 \text{ с},$$

$$A_{\text{г3}} = \frac{3600 \cdot E}{T_{\text{ц}}} \cdot k_3 = \frac{21600}{42} \cdot 0,7 = 359 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Вывод

При увеличении угла поворота производительность экскаватора сокращается (рис. 6.2).

Строим график зависимости производительности от угла поворота экскаватора.

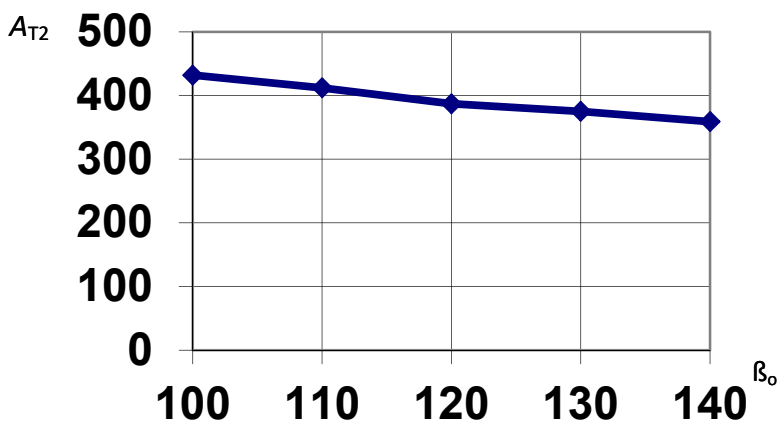


Рис. 6.2. Зависимость производительности экскаватора от угла поворота

7. САМОСВАЛЫ БЕЛОРУССКОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ЗАВОДА (БЕЛАЗ)

Для перевозки горной руды к месту переработки и обогащения используются самосвалы большой грузоподъемности Белорусского автомобильного завода (БелАЗ): БелАЗ-75404 с двигателем модели ЯМЗ-8424.10-07 мощностью 312 кВт, БелАЗ-75406 с двигателем модели ЯМЗ-240ПМ2 07 мощностью 309 кВт, БелАЗ-7540Е с кузовом увеличенной вместимости (23,5 м³), БелАЗ-7548А с двигателем модели ЯМЗ-240НМ2 мощностью 368 кВт и др. (рис. 7.1, табл. 7.1).



Рис. 7.1. Карьерный самосвал

Кабина БелАЗ-7548 одноместная, однодверная, вибротермошумоизолированная с дополнительным сидением для стажера или пассажира. Сиденье водителя с гидравлическим амортизатором на торсионной рессоре или пневмоподдресоренное, регулируемое по высоте и росту водителя, углу наклона подушки и спинки [1, 16].

Таблица 7.1

Показатели самосвалов БелАЗ с гидромеханической трансмиссией

Показатель	Модель		
	БелАЗ-7540А	БелАЗ-75481	БелАЗ-7547
Колесная формула	4×2	4×2	4×2
Грузоподъемность, кг	30 000	42 000	45 000
Вместимость кузова, м ³	15	21	19
Снаряженная масса, кг	22 500	30 000	33 000
Полная масса, кг	52 500	72 000	78 000
Распределение полной массы, кг:			
на переднюю ось	17 350	24 000	26 000
на заднюю ось	35 150	48 000	52 000
Мощность, кВт	309	404	368
Макс. скорость, км/ч	50	50	50
Тормозной путь со скорости 40 км/ч, м	22	22	н. д.
Расход топлива при 40 км/ч, л/100 км	115	142	124
Радиус поворота, м:			
по внешнему колесу	8,7	10,2	10,2
габаритный	10,0	11,5	11,5
Длина, мм	7 250	8 090	8 090
Ширина, мм	3 480	3 787	3 920
Высота, мм	3 500	4 280	4 390

На БелАЗ-75481 установлен дизель с турбонаддувом модели ЯМЗ-8401.10-06, V-обр. (90°), 12-цилиндровый, 140 × 140 мм, рабочий объем – 25,9 л, степень сжатия – 15,2, мощность – 404 кВт (550 л. с.) при 2 100 мин⁻¹, крутящий момент – 2 254 Н м (230 кгс м) при 1 300...1 500 мин⁻¹.

Трансмиссия гидромеханическая. На БелАЗ-7540А, -7540А, -7548, -7547 установлен согласующий редуктор трехвальный цилиндрический, передаточное число – 1,0; гидротрансформатор 1-ступенчатый, четырехколесный с автоматической блокировкой; коробка передач 5-ступенчатая, четырехвальная с фрикционными муфтами и прину-

дительным электрогидравлическим приводом переключения передач, передаточные.

Числа: I – 3,84; II – 2,27; III – 1,5; IV – 1,055; V – 0,625; 3×1 – 6,07; 3×2 – 1,67; главная передача разнесенная (1-ступенчатый конический центральный редуктор с коническим дифференциалом и четырьмя сателлитами, передаточное число – 3,417, и планетарная колесная передача с цилиндрическими прямозубыми шестернями, передаточное число – 6,0); общее передаточное число – 20,5 [1, 16].

В моделях БелАЗ-7540В, -7540Е, -7540Е, -764ЯА используют согласующий редуктор трехвальный, передаточное число – 0,947; комплексный 1-ступенчатый гидротрансформатор с режимом гидромукфты; коробка передач 3-ступенчатая, двухвальная с фрикционными муфтами и электрогидравлическим приводом управления, передаточные числа: I – 2,46; II – 1,43; III – 0,7; 3×2 – 1,67; главная передача разнесенная (центральный конический редуктор с коническим дифференциалом и четырьмя сателлитами, передаточное число – 3,167 (на БелАЗ-7648А – 3,727) и планетарная колесная передача, передаточное число – 6,0 (на БелАЗ-7648А – 5,1)); общее передаточное число – 22,364 (на БелАЗ-7648А – 16,15). Карданная передача имеет два вала открытого типа с шарнирами на игольчатых подшипниках, соединяющих гидромеханическую передачу с двигателем и ведущим мостом [1, 3, 4].

Колеса. На БелАЗ-7540 обод 13.00-25/2,5, шины 18.00-25HC32 (500-635); на БелАЗ-7548, -7648А обод 15.00-33/3,0, шины 21.00-33HC32 или 21.00R33; на БелАЗ-7547 обод 15.00-35/3,0, шины 21.00-35HC36 или 21.00R35.

Рама сварная из высокопрочной низколегированной стали с пределом текучести 450 МПа, продольные лонжероны коробчатого сечения, переменной высоты, соединены между собой поперечинами.

Подвеска зависимая с пневмогидравлическими (азот и масло) цилиндрами, по два на переднюю и по четыре на заднюю ось.

Рулевое управление. На БелАЗ-7540 рулевой механизм – винт с шариковой гайкой и поршень-рейка с гидравлическим усилителем; на БелАЗ-7548, -7547 – гидрообъемное с аварийным энергетическим источником. Управляемые колеса – передние [1, 16].

Тормозная система: рабочая – колодочная с барабанными механизмами, привод пневматический, отдельный для передних и зад-

них колес; стояночная – колодочная, постоянно замкнутого типа, на ведущем валу главной передачи; запасная – стояночная или исправный контур рабочей системы; вспомогательная – гидродинамический замедлитель на ведущем валу коробки передач с электрическим управлением.

Электрооборудование. Напряжение 24 В, электростартерная или пневмостартерная система пуска двигателя [1, 3, 4].

Гидросистема объединенная (для опрокидывающего механизма кузова и рулевого управления), масляный насос шестеренный, давление 12,5 МПа, гидроцилиндры подъема кузова 4-ступенчатые, телескопические.

Карьерные самосвалы БелАЗ-7549, БелАЗ-7512, БелАЗ-7514, БелАЗ-75303 (рис. 7.2, табл. 7.2) с электромеханической трансмиссией предназначены для перевозки горной массы и сыпучих грузов на открытых разработках полезных ископаемых по технологическим дорогам. Технические параметры [1, 16] приведены в табл. 7.2.



Рис. 7.2. Карьерный самосвал БелАЗ-7548

Двигатель. Дизель с турбонаддувом и промежуточным охлаждением, V-обр.:

– модель 6ДМ-21АМ – 6-цилиндровый, 210×210 мм, рабочий объем – 43,64 л, мощность – 808,8 кВт (1 100 л. с.) при 1500 мин⁻¹, крутящий момент – 5 393 Н м (550 кг·м) при 1 500 мин⁻¹;

– модель 8ДМ-21АМ – 8-цилиндровый, 210×210 мм, рабочий объем – 58,15 л, мощность – 956 кВт (1 300 л. с.) при 1 500 мин⁻¹, крутящий момент – 6 668 Н·м (681 кг·м) при 1 500 мин⁻¹;

– модель 12ЧН1А-26/26 – 12-цилиндровый, 260×260 мм, рабочий объем – 165,6 л, мощность – 1 691 кВт (2 300 л. с.) при 1 000 мин⁻¹ [1, 16].

Таблица 7.2

Показатели самосвалов БелАЗ с гидромеханической трансмиссией

Показатель	Модель				
	БелАЗ-7549	БелАЗ-7512	БелАЗ-7514	БелАЗ-7515	БелАЗ-75303
1	2	3	4	5	6
Колесная формула	4×2	4×2	4×2	4×2	4×2
Грузоподъемность, кг	80 000	120 000	120 000	180 000	200 000
Вместимость кузова, м ³	35	47	47	92	114
Снаряженная масса, кг	73600	90000	93000	163000	152700
Распределение снаряженной массы, кг:					
на переднюю ось	36 800	44 500	47 000	80 000	67 188
на заднюю ось	36 800	45 500	48 000	83 000	85 512
Полная масса, кг	153 600	210 000	215 000	343 000	352 700
Распределение полной массы, кг:					
на переднюю ось	50 842	69 300	70 950	110 840	114 275
на заднюю ось	102 758	140 700	144 050	232 160	238 425
Двигатель:					
модель	6ДМ-21АМ	8ДМ-21АМ	8ДМ-21АМ	124Н1А-26/26	12ДМ-21ЛМ
мощность, кВт	808	956	956	1691	1765
Тяговый генератор:					
модель	ГПА-600	ГПА-600	ГС-525	ГС-517А	ГС-523
мощность, кВт	630	630	800	1 400	1 400
Тяговый электродвигатель:					
модель	ДК-722	ДК-722	ДК-722	ДК-724	ДК-724
мощность, кВт	360	360	360	560	560

Окончание табл. 7.2

1	2	3	4	5	6
Макс. скорость, км/ч	50	48	50	50	50
Тормозной путь со скорости 30 км/ч, м	21	21	21	25	н.д.
Расход топлива, л/100 км	235	400	420	630	н.д.
Радиус поворота, м: по внешнему колесу габаритный	11 13	13 14	13 14	16 18	15 17
Длина, мм	10 100	11 270	11 380	14 580	13 360
Ширина, мм	5 360	6 140	6 140	7 780	7 780
Высота, мм	5 320	5 280	5 580	6 460	6 520

Трансмиссия. Электропривод переменного-постоянного тока с тяговым генератором, двумя тяговыми электродвигателями и редукторами мотор-колес, вспомогательными электромашинами, аппаратами регулирования и приборами контроля, редуктор мотор-колеса двухрядный дифференциальный. Редуктор отбора мощности многовальный, с прямозубыми цилиндрическими шестернями постоянного зацепления.

Выбор тракторной и автомобильной техники зависит от объемов и видов выполняемых горных работ с учетом эффективности их использования.

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И МОЩНОСТИ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

Сущность открытой разработки заключается, прежде всего, в перемещении вскрышных пород и полезного ископаемого и пунктам их складирования или приема. Основные карьерные грузы – вскрышные породы и полезные ископаемые.

Автомобильный транспорт применяют на карьерах малой и средней производственной мощности с грузооборотом до 15 млн т в год, а на более крупных, в основном, вместе с другими видами транспорта. Из средств автомобильного транспорта на карьерах преимущественное распространение получили автосамосвалы с задней разгрузкой кузова.

Основными параметрами карьерных автосамосвалов являются грузоподъемность, мощность двигателя, объем кузова, колесная формула и минимальный радиус поворота. Выбор типов двигателя, трансмиссии, ходовой части, механизмов управления и разгрузки кузова определяется грузоподъемностью автомашин. Геометрическая емкость его обеспечивает максимальное использование грузоподъемности при насыпной плотности разрушенных пород $1 \div 1,2 \text{ т/м}^3$ и $1,75 \div 2 \text{ т/м}^3$. Продолжительность разгрузки автосамосвала включает время подъема кузова и его опускания [1, 16–18].

Эффективность применения автотранспорта на карьерах зависит от правильного сочетания рабочих параметров экскаваторов и автосамосвалов. Рациональное отношение вместимости V_a кузова автосамосвала к вместимости ковша экскаватора E находится в пределах $4 \div 10$ [19, 20].

Выполнить расчет сменной производительности автосамосвала согласно исходным данным (табл. 8.1)

Таблица 8.1

Исходные данные для расчета производительности
карьерных автосамосвалов

Вариант	Категория пород (по ЕНВ)	Параметры трассы		Исследуемая зависимость
		L , км	H_n , м	
1	I	1,2	20	$Q_A = f(L)$
2	II	4,0	80	$Q_A = f(H_n)$
3	III	1,4	40	$Q_A = f(L)$
4	IV	3,8	20	$Q_A = f(H_n)$
5	V	1,6	60	$Q_A = f(L)$
6	I	3,6	200	$Q_A = f(H_n)$
7	II	1,8	100	$Q_A = f(L)$
8	III	3,4	120	$Q_A = f(H_n)$
9	IV	2,0	60	$Q_A = f(L)$
10	V	3,2	140	$Q_A = f(H_n)$
11	I	2,2	80	$Q_A = f(L)$
12	II	3,0	140	$Q_A = f(H_n)$
13	III	2,4	140	$Q_A = f(L)$
14	IV	2,8	60	$Q_A = f(H_n)$
15	V	2,6	160	$Q_A = f(L)$
16	I	4,0	200	$Q_A = f(H_n)$
17	II	1,0	20	$Q_A = f(L)$
18	III	1,4	60	$Q_A = f(H_n)$
19	IV	1,8	80	$Q_A = f(L)$
20	V	3,6	220	$Q_A = f(H_n)$

8.1. Порядок расчета

8.1.1. По заданной модели экскаватора подбирается модель автосамосвала. Подбор осуществляется из условия обеспечения рационального соотношения (μ) между вместимостью кузова автосамосвала и ковша экскаватора [1, 19]:

$$\mu = \frac{V_a}{E} = 3 \div 5, \quad (8.1)$$

где V_a – геометрическая вместимость кузова автосамосвала, м^3 (табл. 8.2);

E – вместимость ковша экскаватора, м^3 .

Таблица 8.2

Техническая характеристика карьерных автосамосвалов

Показатели	БелАЗ				
	7522	7523	7549	7519	7521
Грузоподъемность q_a , т	30	42	80	110	180
Собственная масса G_a , т	21,85	29,5	67,0	85,0	145
Геометрическая вместимость кузова V_a , м^3	15,0	21,0	35,0	44,0	70,0
Вместимость кузова с «шапкой» V'_a , м	18,0	26,0	46,0	59,0	91,0
КПД трансмиссии η_T	0,70	0,70	0,78	0,77	0,77
Мощность двигателя N_d , кВт	310	368	809	955	1 693
$t_{мп}$, мин	0,50	0,59	0,64	0,70	0,87
$t_{мр}$, мин	0,54	0,64	0,69	0,76	0,94
t_p , мин	0,67	0,78	1,00	1,17	1,51
Ширина проезжей части автодороги при двухполосном движении T , м	10,5	11,5	14,5	16,0	19,0

8.1.2. Производится расчет времени погрузки автосамосвала (t_{Π} , мин) и веса груза в кузове (q , т):

$$t_{\Pi} = \frac{T_{\Pi}^{\circ} \cdot (n_{\Pi} - 0,5)}{60}, \quad (8.2)$$

где T_{Π}° – продолжительность цикла экскавации, с (см. раздел 6);

n_{Π} – количество циклов экскавации для полной разгрузки автосамосвала:

$$n_{\Pi} = \frac{q_a \cdot k_p}{E \cdot k_{\Pi} \cdot \gamma}, \quad (8.3)$$

где q_a – грузоподъемность автосамосвала, т;

k_p – коэффициент разрыхления породы в ковше экскаватора;

γ – плотность пород в целике, т/м³.

Значения k_{Π} , k_p и γ принимаются по таблице в зависимости от заданной категории пород. Количество циклов экскавации

$$n'_{\Pi} = \frac{V'_a \cdot 0,9}{E \cdot k_{\Pi}}, \quad (8.4)$$

где V'_a – вместимость кузова автосамосвала с «шапкой», м³.

После сравнения значений n_{Π} и n'_{Π} , вычисленных по формулам (8.3) и (8.4), выбирается меньшее и округляется до целого числа.

8.1.3. Вес груза в кузове рассчитывается (q , т):

$$q = \frac{E \cdot k_{\Pi}}{k_p} \cdot n_{\Pi} \cdot \gamma. \quad (8.5)$$

Осуществляется проверка:

$$q \leq 1,1 \cdot q_a, \quad (8.6)$$

где q_a – грузоподъемность автосамосвала, т (табл. 8.2).

8.1.4. Производится расчет времени движения автосамосвалов в грузовом и порожняковом направлениях:

$$t_{\partial} = 60 \cdot \frac{2 \cdot L}{v_{\text{срт}}}, \quad (8.7)$$

где L – расстояние транспортирования горной массы, км;

$v_{\text{срт}}$ – средняя техническая скорость движения автосамосвала по трассе, км/ч ($v_{\text{срт}}$ определяется в зависимости от заданного расстояния транспортирования (L , км) и высоты подъема горной массы ($H_{\text{п}}$, м) (табл. 8.3)) [3, 20].

Таблица 8.3

Среднетехнические скорости движения карьерных автосамосвалов $v_{\text{срт}}$, км/ч

Расстояние L , км	Высота подъема горной массы $H_{\text{п}}$, м												
	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1,0	22,7	21,1	18,4	16,0									
1,2	23,9	21,8	19,5	17,5	15,8								
1,4	24,1	22,0	20,0	18,3	16,7								
1,6	24,7	22,5	20,6	19,0	17,6	16,3							
1,8	25,3	23,3	21,5	19,9	18,6	17,4	16,2						
2,0	26,0	24,0	22,3	20,8	19,5	18,3	17,2						
2,2	26,7	24,8	23,1	21,7	20,4	19,2	18,1	17,2					
2,4	27,3	25,5	23,9	22,5	21,2	20,0	19,0	18,0	17,2				
2,6	27,9	26,2	24,6	23,2	22,0	20,8	19,8	18,9	17,9	17,2			
2,8	28,6	26,9	25,4	24,0	22,7	21,6	20,6	19,6	18,8	18,0			
3,0	29,2	27,5	26,1	24,7	23,5	22,4	21,3	20,4	19,5	18,7	18,0		
3,2	29,7	28,2	26,7	25,3	24,2	23,2	22,0	21,1	20,2	19,4	18,6		
3,4	30,4	28,8	27,4	26,1	24,9	23,7	22,7	21,8	20,9	20,1	19,2	18,2	
3,6	31,0	29,4	28,0	26,7	25,5	24,4	23,4	22,5	21,6	20,8	19,6	18,7	17,7
3,8	31,6	30,0	28,6	27,4	26,1	25,1	24,1	23,1	22,3	21,4	20,2	19,4	18,4
4,0	32,0	30,6	29,2	28,0	26,8	25,7	24,7	23,8	22,9	22,1	20,9	20,0	19,2

8.1.5. Продолжительность транспортного цикла автосамосвала ($T_{\text{ц}}^{\text{а}}$, мин):

$$T_{\text{ц}}^{\text{а}} = t_0 + t_{\text{п}} + t_{\text{д}} + t_{\text{мп}} + t_{\text{мр}} + t_{\text{р}}, \quad (8.8)$$

где t_0 – продолжительность ожидания погрузки, мин ($t_0 \approx 0,5t_{\text{п}}$);

$t_{\text{п}}$ – продолжительность погрузки автосамосвала, мин;

$t_{\text{д}}$ – продолжительность движения автосамосвала в грузовом и порожняковом направлениях, мин;

$t_{\text{мп}}, t_{\text{мр}}$ – продолжительность маневровых операций, соответственно, при установке на погрузку и разгрузку, мин;

$t_{\text{р}}$ – продолжительность разгрузки, мин.

8.1.6. Производится расчет сменной производительности автосамосвала при $k_{\text{и}} = 0,8$; $T_{\text{см}} = 8$ ч.

$$Q_{\text{а}} = \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{ц}}^{\text{а}}} \cdot k_{\text{и}} \cdot q = N_{\text{р}} \cdot q, \quad (8.9)$$

где $T_{\text{см}}$ – продолжительность смены, мин;

q – вес груза в кузове автосамосвала, т;

$k_{\text{и}}$ – коэффициент использования сменного времени;

$T_{\text{ц}}^{\text{а}}$ – продолжительность транспортного цикла автосамосвала, мин;

$N_{\text{р}}$ – количество рейсов автосамосвала в течении смены.

8.1.7. Производится расчет рабочего времени и инвентарного парка автосамосвалов:

Рабочий парк автосамосвалов ($N_{\text{ап}}$, шт.)

$$N_{\text{ап}} = \frac{\Gamma_{\text{см}}}{Q_{\text{а}}}, \quad (8.10)$$

где $\Gamma_{\text{см}}$ – сменный грузооборот, т/смену.

$$\Gamma_{\text{см}} = k_{\text{н}} \cdot (\Pi_{\text{пн}}^{\text{см}} + \Pi_{\text{в}}^{\text{см}} \cdot \gamma), \quad (8.11)$$

где $k_{\text{н}}$ – коэффициент неравномерности выдачи горной массы из карьера

$\Pi_{\text{пн}}^{\text{см}}$ – сменная производительность карьера по полезному ископаемому, т/смену;

$\Pi_{\text{в}}^{\text{см}}$ – сменная производительность карьера по вскрыше, м³/смену;

γ – плотность вскрыши в целике, т/м³ (принимается по табл. 6.2 в зависимости от заданной категории пород).

8.1.8. Инвентарный парк автосамосвалов ($N_{\text{ан}}$, шт.)

$$N_{\text{ан}} = \frac{N_{\text{ар}}}{k_{\text{тг}}}, \quad (8.12)$$

где $k_{\text{тг}}$ – коэффициент технической готовности, определяемой по табл. 8.4 в зависимости от суточного пробега автосамосвала.

Таблица 8.4

Значения коэффициента технической готовности автосамосвалов ($k_{\text{тг}}$)

Грузоподъемность автосамосвала, т	Значения $k_{\text{тг}}$ при суточном пробеге $L_{\text{с}}$, км						
	50	100	150	200	250	300	350
30–42	0,94	0,88	0,84	0,80	0,76	0,73	0,70
80	0,93	0,86	0,81	0,76	0,72	0,69	0,64
110–180	0,92	0,86	0,81	0,76	0,72	0,68	0,64

8.1.9. Суточный пробег автосамосвала ($L_{\text{с}}$, км)

$$L_{\text{с}} = \frac{2 \cdot L \cdot Q_{\text{а}}}{q} \cdot k_0, \quad (8.13)$$

где k_0 – коэффициент, учитывающий нулевой пробег от гаража до места работы и обратно ($k_0 = 1,05$).

8.1.10. Исследовать зависимость сменной производительности автосамосвала от расстояния транспортирования или высоты подъема горной массы и построить график $Q_a = f(L)Q_a = f(H_{\Pi})$.

Производится расчет для пяти значений L или H_{Π} . Интервал варьирования расстояния транспортирования $\Delta L = 0,2 \div 0,4$ км, высоты подъема горной массы $\Delta H_{\Pi} = 20$ м.

Определение затрачиваемой мощности P для доставки горной породы определяется по общему весу машины с весом перевозимой горной породы и с учетом коэффициента полезного действия:

$$P = \frac{K G v}{1000 \eta}, \quad (8.14)$$

где K – коэффициент мятия грунта колесной машиной ($K = 0,15$);

G – вес машины с грузом, Н;

v – скорость машины с грузом, м/с.

8.2. Пример расчета

Исходные данные.

Категория пород: I;

1. $L = 1,2$ км.

2. $H_{\Pi} = 20$ м.

3. $\gamma = 1,6$.

4. $k_p = 1,15$.

5. $k_n = 1,05$.

Исследуемая зависимость: $Q_a = f(L)$; ЭКГ-3,2А.

Решение

8.2.1. По заданной модели экскаватора подбирается модель автосамосвала. Подбор осуществляется из условия обеспечения рационального соотношения (μ) между вместимостью кузова автосамосвала и ковша экскаватора:

$$\mu = \frac{V_a}{E} = \frac{15}{3,2} = 4,6.$$

При $E = 3,2 \text{ м}^2$ принимаем БелАЗ-7522 [1]:

$$q_a = 30 \text{ т};$$

$$V_a = 15 \text{ м}^3;$$

$$V'_a = 18,0 \text{ м}^3;$$

$$t_{\text{мп}} = 0,50 \text{ мин};$$

$$t_{\text{мр}} = 0,54 \text{ мин}.$$

8.2.2. Производится расчет времени погрузки автосамосвала ($t_{\text{п}}$, мин) и веса груза в кузове (q , т):

$$t_{\text{п}} = \frac{T_{\text{ц}}^3 \cdot (n_{\text{ц}} - 0,5)}{60} = \frac{39 \cdot (4 - 0,5)}{60} = 2,27 \text{ мин},$$

где $T_{\text{ц}}^3$ – продолжительность цикла экскавации, с (см. раздел б);

$n_{\text{ц}}$ – количество циклов экскавации для полной разгрузки автосамосвала:

$$n_{\text{ц}} = \frac{q_a \cdot k_p}{E \cdot k_{\text{н}} \cdot \gamma} = \frac{30 \cdot 1,5}{3,2 \cdot 1,05 \cdot 1,6} = 8,37,$$

$$n'_{\text{ц}} = \frac{V'_a \cdot 0,9}{E \cdot k_{\text{н}}} = \frac{18 \cdot 0,9}{3,2 \cdot 1,05} = 4,82.$$

Затем сравним значения $n_{\text{ц}}$ и $n'_{\text{ц}}$, вычисленные по формулам, выбираем меньшее, округляем до целого числа.

$$n_{\text{ц}} = 8,37; \quad n'_{\text{ц}} = 4,82; \quad 8,37 > 4,82, \text{ принимаем } n_{\text{ц}} = 4,82 \approx 4.$$

8.2.3. Вес груза в кузове рассчитывается (q , т):

$$q = \frac{E \cdot k_{\text{н}}}{k_p} \cdot n_{\text{ц}} \cdot \gamma = \frac{3,2 \cdot 1,05}{1,14} \cdot 4 \cdot 1,6 = 18,6 \text{ т}.$$

Осуществляется проверка:

$$q \leq 1,1 \cdot q_a; \quad 18,6 \leq 1,1 \cdot 30; \quad 18,6 < 33,$$

где q_a – грузоподъемность автосамосвала, т.

8.2.4. Производится расчет времени движения автосамосвалов в грузовом и порожняковом направлениях:

$$t_{\partial} = 60 \cdot \frac{2 \cdot L}{\vartheta_{\text{срт}}} = 60 \cdot \frac{2 \cdot 1,2}{21,8} = 6,6.$$

$$\vartheta_{\text{срт}} = 21,8 \text{ км/ч.}$$

8.2.5. Продолжительность транспортного цикла автосамосвала ($T_{\text{ц}}^a$, мин):

$$T_{\text{ц}}^a = t_0 + t_{\text{п}} + t_{\partial} + t_{\text{мп}} + t_{\text{мр}} + t_{\text{р}} = 1,135 + 2,27 + 6,6 + 0,5 + 0,54 = \\ = 11,045 \text{ мин,}$$

$$t_0 = 0,5 \cdot t_{\text{п}} = 0,5 \cdot 2,27 = 1,135.$$

8.2.6. Производится расчет сменной производительности автосамосвала при $\kappa_{\text{и}} = 0,8$; $T_{\text{см}} = 8$ ч:

$$Q_a = \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{ц}}^a} \cdot \kappa_{\text{и}} \cdot q = \frac{480}{11,045} \cdot 0,8 \cdot 18,6 = 646,66,$$

где $T_{\text{см}} = 8 \text{ ч} = 480 \text{ мин.}$

8.2.7. Производится расчет рабочего времени и инвентарного парка автосамосвалов:

Рабочий парк автосамосвалов ($N_{\text{ар}}$, шт.):

$$N_{\text{ар}} = \frac{\Gamma_{\text{см}}}{Q_a} = \frac{46438,35}{646,66} = 71,8 \text{ шт.,}$$

где $\Gamma_{\text{см}}$ – сменный грузооборот, т/смену.

$$\Gamma_{\text{см}} = k_{\text{н}} \cdot \left(\Pi_{\text{пи}}^{\text{см}} + \Pi_{\text{в}}^{\text{см}} \cdot \gamma \right) = 1,05 \cdot (25\,571 + 11\,660 \cdot 1,6) = 46\,438,35 \text{ т/смену.}$$

Инвентарный парк автосамосвалов ($N_{\text{аи}}$, шт.):

$$N_{\text{аи}} = \frac{N_{\text{ар}}}{k_{\text{тг}}} = \frac{71,8}{0,88} = 81,59,$$

где $k_{\text{тг}}$ – коэффициент технической готовности, определяемой по приложению в зависимости от суточного пробега автосамосвала.

8.2.8. Суточный пробег автосамосвала ($L_{\text{с}}$, км):

$$L_{\text{с}} = \frac{2 \cdot L \cdot Q_{\text{а}}}{q} \cdot k_0 = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 646,66}{18,6} \cdot 1,05 = 87,612 \text{ км,}$$

$$k_0 = 1,05.$$

Определяем производительность автосамосвала $Q_{\text{а}}$ от расстояния транспортирования горной массы L . Интервал варьирования расстояния транспортирования $\Delta L = 0,2 \div 0,4$ км.

Базовый $L = 1,2$ км; $Q_{\text{а}} = 646,66 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Примем:

$$L_1 = 0,8,$$

$$t_{\text{с1}} = 60 \cdot \frac{2 \cdot L}{9_{\text{срт}}} = 60 \cdot \frac{2 \cdot 0,8}{21,8} = 4,4;$$

$$T_{\text{ц1}}^{\text{а}} = t_0 + t_{\text{п}} + t_{\text{д}} + t_{\text{мп}} + t_{\text{мр}} + t_{\text{р}} = 1,135 + 2,27 + 4,4 + 0,5 + 0,54 = 8,845 \text{ мин;}$$

$$Q_{\text{а1}} = \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{ц}}^{\text{а}}} \cdot k_{\text{и}} \cdot q = \frac{480}{8,845} \cdot 0,8 \cdot 18,6 = 807,5.$$

$$L_2 = 1,0,$$

$$t_{\partial 2} = 60 \cdot \frac{2 \cdot L}{\vartheta_{\text{срт}}} = 60 \cdot \frac{2 \cdot 1}{21,8} = 5,5;$$

$$\begin{aligned} T_{\text{ц}2}^{\text{а}} &= t_0 + t_{\text{п}} + t_{\partial} + t_{\text{мп}} + t_{\text{мр}} + t_{\text{п}} = 1,135 + 2,27 + 5,5 + 0,5 + 0,54 = \\ &= 9,945 \text{ мин}; \end{aligned}$$

$$Q_{\text{а}2} = \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{ц}}^{\text{а}}} \cdot k_{\text{и}} \cdot q = \frac{480}{9,945} \cdot 0,8 \cdot 18,6 = 718,19.$$

$$L_3 = 1,2,$$

$$t_{\partial 3} = 60 \cdot \frac{2 \cdot L}{\vartheta_{\text{срт}}} = 60 \cdot \frac{2 \cdot 1,2}{21,8} = 6,6;$$

$$\begin{aligned} T_{\text{ц}3}^{\text{а}} &= t_0 + t_{\text{п}} + t_{\partial} + t_{\text{мп}} + t_{\text{мр}} + t_{\text{п}} = 1,135 + 2,27 + 6,6 + 0,5 + 0,54 = \\ &= 11,045 \text{ мин}; \end{aligned}$$

$$Q_{\text{а}3} = \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{ц}}^{\text{а}}} \cdot k_{\text{и}} \cdot q = \frac{480}{11,045} \cdot 0,8 \cdot 18,6 = 646,66.$$

$$L_4 = 1,4,$$

$$t_{\partial 4} = 60 \cdot \frac{2 \cdot L}{\vartheta_{\text{срт}}} = 60 \cdot \frac{2 \cdot 1,4}{21,8} = 7,7;$$

$$\begin{aligned} T_{\text{ц}4}^{\text{а}} &= t_0 + t_{\text{п}} + t_{\partial} + t_{\text{мп}} + t_{\text{мр}} + t_{\text{п}} = 1,135 + 2,27 + 7,7 + 0,5 + 0,54 = \\ &= 12,145 \text{ мин}; \end{aligned}$$

$$Q_{\text{а}4} = \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{ц}}^{\text{а}}} \cdot k_{\text{и}} \cdot q = \frac{480}{12,145} \cdot 0,8 \cdot 18,6 = 588,09.$$

$$L_4 = 1,6,$$

$$t_{\partial 5} = 60 \cdot \frac{2 \cdot L}{g_{\text{срт}}} = 60 \cdot \frac{2 \cdot 1,6}{21,8} = 8,8;$$

$$T_{\text{ц5}}^a = t_0 + t_{\text{и}} + t_{\partial} + t_{\text{мп}} + t_{\text{мр}} + t_{\text{р}} = 1,135 + 2,27 + 8,8 + 0,5 + 0,54 = \\ = 13,245 \text{ мин};$$

$$Q_{\text{а5}} = \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{ц}}^a} k_{\text{и}} \cdot q = \frac{480}{13,245} \cdot 0,8 \cdot 18,6 = 539,25.$$

Мощность на передвижение колесной машины с грузом:

$$N = \frac{K G v}{1000 \eta} = \frac{0,15 \cdot 80\,000 \cdot 5,6}{1\,000 \cdot 0,8} = 84 \text{ кВт}.$$

Выводы

1. При увеличении расстояния транспортирования горной массы производительность автосамосвала сокращается.
2. Затрачиваемая мощность прямо пропорциональна скорости доставки горной породы и массе перевозимого груза.

8.3. Пример расчета основных параметров трансмиссии и двигателя внутреннего сгорания

Доставка горной породы к месту обогащения ГМЭС

Исходные данные (приложение Б).

1. Скорость ГМЭС с грузом $v = 17 \text{ км/ч}$.
2. Радиус ведущих колес $R = 0,8 \text{ м}$.
3. Масса перевозимой горной породы $M_{\text{п}} = 18 \text{ т}$.
4. Вес машины $G_{\text{м}} = 220 \text{ кН}$.
5. Номинальные обороты ДВС $n = 1700 \text{ об/мин}$.
6. Ход поршня: $H = 0,09 \text{ м}$.

Требуется:

– разработать упрощенную кинематическую схему трансмиссии ГМЭС;

– определить мощность двигателя внутреннего сгорания (ДВС) для транспортировки горной породы колесной ГМЭС, если коэффициент мятия грунта составляет $K = 0,12$;

– рассчитать геометрические параметры цилиндров ДВС.

Решение

8.3.1. Определяем угловую скорость ведущего колеса:

$$\omega = v / R = 17 / (0,8 \times 3,6) = 5,9 \text{ рад/с.}$$

8.3.2. Определяем число оборотов колеса:

$$n = \omega / (2 \times 3,14) = 5,9 / 6,28 = 0,93 \text{ об/с.}$$

8.3.3. Определяем общее передаточное число от ДВС к ведущим колесам:

$$U_{\text{общ}} = n_{\text{дв}} / n = 1\,700 / 60 / 0,93 = 30,5.$$

8.3.4. Классическая кинематическая схема трансмиссии представляет собой четыре пары зубчатых колес: понижающая цилиндрическая пара с первичного вала на промежуточный, понижающая цилиндрическая пара с промежуточного вала на вторичный вал КПП; понижающая главная передача в виде двух конических шестерен и конечная цилиндрическая пара бортового редуктора (Приложение В):

$$U_{\text{общ}} = U_1 \times U_2 \times U_3 \times U_4 = 30,5.$$

8.3.5. С учетом сложившейся практики автотракторной техники главная коническая передача принимается с передаточным числом от 2 до 4, бортовая от 2 до 3. Подберем цилиндрические передачи в КПП:

$$U_{\text{общ}} = U_1 \times U_2 \times U_3 \times U_4 = 2 \times 2,54 \times 3 \times 2 = 30,5.$$

8.3.6. Для обеспечения требуемых передаточных чисел подбираем количество зубьев Z_i для сопряженных пар зубчатых колес:

$$\begin{aligned}U_1 &= Z_2 / Z_1 = 36 / 18 = 2; \\U_2 &= Z_4 / Z_3 = 47 / 19 = 2,53; \\Z_2 / Z_1 &= 36 / 18 = 2; \\U_3 &= Z_6 / Z_5 = 51 / 17 = 3; \\U_4 &= Z_8 / Z_7 = 54 / 27 = 2,\end{aligned}$$

где Z_1 – Z_8 – количество зубьев шестерен, участвующих в передаче крутящего момента от коленчатого вала через трансмиссию к ведущим колесам ГМЭС.

8.3.7. Расчет мощности на передвижение горной мобильной энергетической машины с грузом производится по формуле:

$$N = \frac{K(G_{\text{п}} + G_{\text{м}})v}{(1000 \cdot \eta)} = \frac{0,12(176\,580 + 220\,000)4,7}{(1\,000 \cdot 0,8)} = 280 \text{ кВт},$$

где K – коэффициент мятия грунта;

$G_{\text{п}}$ – вес перевозимого груза ($G_{\text{п}} = M_{\text{п}}g = 18\,000 \times 9,81 = 176\,580 \text{ Н}$);

$G_{\text{м}}$ – вес машины, Н;

v – скорость машины, м/с;

η – КПД трансмиссии.

8.3.8. Приравняв требуемую мощность для передвижения ГМЭС с заданной скоростью с эффективной мощностью ДВС, произведем расчет объема одного цилиндра, например, для восьмицилиндрового двигателя по формуле определения мощности дизельного ДВС N_e с известным эффективным давлением $p_e = 0,9 \text{ МПа}$ [4]:

$$N_e = \frac{p_e i n V_h}{120}, \text{ кВт},$$

где i – количество цилиндров ДВС;

n – число номинальных оборотов ДВС, об/мин;

V_h – объем одного цилиндра, л.

$$V_h = 120 N_e / p_e i n = 120 \times 280 / (0,9 \times 8 \times 1700) = \frac{33600}{12240} = 2,745 \text{ л}.$$

8.3.9. Объем восьмицилиндрового двигателя составит $2,745 \times 8 = 21,96$ л.

8.3.10. Исходя из объема одного цилиндра в метрах кубических, определяется диаметр поршневой группы:

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} H,$$

где d – диаметр цилиндра, м;

H – ход поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) до нижней мертвой точки (НМТ), м.

8.3.11. Определим диаметр цилиндра ДВС, выразив объем цилиндра в м³:

$$d = \sqrt[2]{\frac{4V_h}{\pi \cdot H}} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 0,002745}{3,14 \cdot 0,09}} = 0,197 \text{ м} = 197 \text{ мм}.$$

Выводы

1. Разработка упрощенной кинематической схемы трансмиссии ГМЭС при рабочей скорости $v = 17$ км/ч представляет собой широко применяемую схему в автотракторном машиностроении.

2. Удельная мощность перевозки горной породы составила 15,6 кВт на одну тонну перевозимой горной породы (280/18).

3. Геометрические параметры ДВС имеют значения, близкие к производимой линейке модельного ряда дизельных 8-цилиндровых ДВС, что подтверждает правильность выбора методики расчета геометрических параметров ДВС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Электронный учебно-методический комплекс по учебной дисциплине «Горные мобильные энергетические средства» для специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» / Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, кафедра «Горные машины»; сост. : В. В. Борисейко, Н. И. Березовский. – Электрон. дан. – Минск : БНТУ, 2020. – 1 электрон. опт. диск (CD-RW).
2. ГОСТ 7.32-2017. Межгосударственный стандарт. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления. Дата введения 2018-07-01.
3. Панкратов, Г. П. Двигатели внутреннего сгорания, автомобили, тракторы и их эксплуатация / Г. П. Панкратов. – М. : Высшая школа, 1989. – 320 с.
4. Котиков, В. М. Тракторы и автомобили / В. М. Котиков. – М. : Академия, 2008. – 416 с.
5. Казаченко, Г. В. Горные машины : учебное пособие для студентов учреждений высшего образования по специальностям «Горные машины и оборудование», «Разработка месторождений полезных ископаемых» / Г. В. Казаченко, Г. А. Басалай, Г. И. Лютко. – Минск : Вышэйшая школа, 2020. – 199 с.
6. Норматова, М. Ж. Основы горного дела : методическое пособие. – Навои, 2008. – 81 с.
7. Забегалов, Г. В. Бульдозеры и скреперы : учебное пособие для вузов / Г. В. Забегалов, Э. Г. Ронинсон. – М. : Высшая школа, 1986. – 303 с.
8. Бульдозеры и рыхлители / Б. Г. Захарчук [и др.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 240 с.
9. Березовский, Н. И. Горные машины и оборудование : учебно-методическое пособие / Н. И. Березовский, А. В. Нагорский. – Минск, 2011. – 35 с.
10. Горные машины и оборудование : учебно-методический комплекс для специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» / Белорусский национальный технический университет, кафедра «Горные машины»; сост. : Г. В. Казаченко, Н. В. Кислов, Г. А. Басалай. – Электрон. дан. – Минск : БНТУ, 2014. – 176 с.

11. Казаченко, Г. В. Статический и тяговый расчет горной гусеничной машины : учебное пособие / Г. В. Казаченко, Н. В. Кислов. – Минск : БНТУ. 2005. – 55 с.

12. Тракторы Б10М : руководство по эксплуатации. – Челябинск : ЧТЗ-Уралтрак, 2004. – 45 с.

13. Красников, Ю. Д. Горные машины : учебное пособие для вузов / Ю. Д. Красников, В. Я. Прушак, В. Я. Щерба; под ред. Ю. Д. Красникова. – Минск : Вышэйшая школа, 2003. – 148 с.

14. Забегалов, Г. В. Бульдозеры и скреперы : учебное пособие для вузов / Г. В. Забегалов. Э. Г. Ронинсон. – М. : Высшая школа, 1986. – 303 с.

15. Тракторы и спецтехника БЕЛАРУС / М-во промышленности Респ. Беларусь; редкол. : А. Н. Стаценко [и др.]. – Минск : ПО МТЗ, 2002. – 42 с.

16. Каталог карьерных самосвалов БелАЗ. [Электронный ресурс]. – 2025. – [https:// www.mybelaz.ru/tehnika/](https://www.mybelaz.ru/tehnika/). – (дата обращения 07.02.2025).

17. 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 : из-во ТулГУ, 2008. – 87 с.

18. Ветров, Ю. А. Машины для земляных работ : учебник для вузов / Ю. А. Ветров [и др.]. – Киев : Вища школа, 1976. – 367 с.

19. Горные машины и комплексы : учебное пособие для курсового проектирования / А. А. Хорешок [и др.]. – КузГТУ. – Кемерово, 2018. – 156 с.

20. Доронин, С. В. Основы проектирования горных машин и оборудования : учебное пособие / С. В. Доронин, Т. А. Чурсина. – ГАЦМиЗ. – Красноярск, 2002. – 76 с.

21. Казаченко, Г. В. Горные машины и оборудование : в 2 ч. / Г. В. Казаченко, А. В. Нагорский. – Ч. 1: Общие требования к содержанию и оформлению пояснительной записки : методические указания к курсовому проектированию для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование», 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства», 1-51 02 01 «Разработка месторождений полезных ископаемых». – Минск : БНТУ, 2015. – 26 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Исходные данные для энергетического расчета

Вариант	Скорость, км/ч	Радиус колеса, м	Масса прицепа, т	Масса груза, т	Ход поршня, м
1	12,00	0,50	15,00	600 000,00	0,08
2	14,50	0,80	25,50	650 000,00	0,08
3	21,60	0,90	25,50	700 000,00	0,08
4	19,80	1,00	26,00	750 000,00	0,08
5	22,00	1,10	37,00	800 000,00	0,08
6	18,00	1,20	42,00	900 000,00	0,08
7	23,00	0,40	17,50	805 000,00	0,08
8	22,40	0,45	18,00	910 000,00	0,09
9	26,00	0,60	35,50	915 000,00	0,08
10	28,00	0,70	46,50	100 000,00	0,09
11	29,00	0,75	7,50	105 000,00	0,09
12	13,00	0,80	8,50	110 000,00	0,09
13	21,00	0,85	9,00	105 000,00	0,08
14	23,00	0,95	7,20	130000,00	0,08
15	25,00	1,05	6,80	135 000,00	0,08
16	50,00	0,80	14,00	20 000,00	0,09
17	60,00	0,80	14,50	210 000,00	0,09
18	7,00	0,80	15,00	220 000,00	0,09
19	8,00	0,80	15,50	230 000,00	0,09
20	9,00	0,80	16,00	250 000,00	0,09
21	10,00	0,80	16,50	240 000,00	0,09
22	11,00	0,80	17,00	250 000,00	0,09
23	12,00	0,80	17,50	260 000,00	0,09
24	13,00	0,80	18,00	270 000,00	0,09
25	14,00	0,80	18,50	250 000,00	0,09
26	15,00	0,80	19,00	240 000,00	0,09

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Цилиндрические редукторы типа Ц2.
Мощность на быстроходном валу, кВт

Тип редуктора	Частота быстроходного вала, мин ⁻¹	Режим работы	Общее передаточное число (фактическое)								
			8,32	9,8	12,41	16,3	19,88	24,9	32,42	41,34	50,94
Ц2-1250	600	Н	7,9	6,7	5,3	3,6	2,9	2,3	1,8	1,2	1
	750		9,1	8,3	6,6	4,5	3,7	2,9	2,2	1,5	1,2
	1 000		12	10	8	6	4,9	3,9	3	2	1,6
	1 500		18,1	15,3	12,1	8,1	7,4	5,8	4,5	3	2,3
Ц2-300	600	Н	11,6	9,8	7,7	5,8	4,7	3,8	2,3	1,8	1,4
	750		14,5	12,2	9,7	7,3	6	4,8	3,6	2,2	1,2
	1 000		16,1	13,6	10,8	8,6	7	6,3	4,5	2,8	2,3
	1 500		24,4	20,1	15,8	14,4	11,7	9,4	6	4,2	3,6
Ц2-350	600	Н	17,1	16	12,5	8,5	7	5,5	4,3	2,9	2,3
	750		21,4	18	14,3	10,7	8,7	6,9	5,4	3,6	2,9
	1 000		28,7	23,9	19,2	12,9	11,7	9,2	7,1	4,9	3,9
	1 500		43	36,2	28,7	19,4	15,9	12,6	10,7	7,3	5,9
Ц2-400	600	Н	33,5	28,4	22,4	16,7	13,6	10,9	8,4	5,7	4,6
	750		55,6	46,3	37,7	25,2	20,6	18,2	13,6	9,5	7,7
	1 000		55,6	46,3	37,7	25,2	20,6	18,2	13,6	9,5	7,7
	1 500		77,4	65,2	56	37,7	30,9	24,7	19	14,3	11,6
Ц2-500	600	Н	57,8	49	38,7	26,3	23,6	19	14,3	10	8
	750		72,5	61,2	48,4	32,9	29,6	23,6	18,2	12,4	10
	1 000		97	82	64	44	36	31,4	24	16,5	13,5
	1 500		132	123	97	66	54	43	36,4	25	20,2
Ц2-650	600	Н	141	122	100	67	55,9	44,5	34,3	23,4	19,1
	750		172	145	120	88,6	68,4	55,6	42,6	29,5	23,8
	1 000		222	191	157	107	89,4	72,2	56,9	39	31,7
	1 500			267	221	157	127	105	83,1	57,6	47,5
Ц2-750	600	Н	141	122	100	67	55,9	44,5	34,3	23,4	19,1
	750		172	145	120	88,6	68,4	55,6	42,6	29,5	23,8
	1 000		310	268	218	153	128	103	80,5	55,4	44,9
	1 500				311	216	180	147,5	116	80	66,9
Ц2-1000	600	Н	450	390	314	219	183	150	117	80	65,1
	750		550	438	384	268	222	182	144	97,5	80
	1 000			602	497	345	285	236	186	129	106
	1 500						415	340	270	187	155

Учебное издание

БОРИСЕЙКО Владимир Васильевич
БЕРЕЗОВСКИЙ Николай Иванович

ГОРНЫЕ МОБИЛЬНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА

Пособие

для студентов специальности
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование
(по направлениям)»

Редактор *Е. В. Герасименко*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 19.12.2025. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 4,36. Уч.-изд. л. 2,37. Тираж 40. Заказ 240.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.