

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

«ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ»

ВВЕДЕНИЕ

Горные машины объединяют совокупность технических средств, служащих для выполнения горных работ по добыче полезных ископаемых, включая их выемку, транспортирование и первичную переработку. Многообразие полезных ископаемых, используемых в качестве сырьевой базы большинства технологий современной цивилизации, разнообразие и большие пределы изменения их физических свойств, геометрии их положения в земной коре определяют многообразие таких машин по назначению и технологиям их использования. В не меньшей степени горные машины различаются по таким признакам, как вид используемой энергии, привод различных механизмов, способ воздействия на горную породу, производительность и т. п., что определяет различные способы классификации горных машин в зависимости от признаков, положенных в их основу. Наиболее общей является классификация по виду горных работ, выполняемых машинами. Такая классификация приведена на следующем рисунке.



Рисунок 1 – Общая классификация горных машин

Приведенная классификация не является законченной, так как появляются новые технологии добычи, например, добыча некоторых видов сырья в космосе (на Луне и других планетах).

Помимо такой общей классификации существуют классификации как по другим признакам, так и многоуровневые классификации внутри каждой из приведенных групп машин. В литературе и других источниках информации часто встречаются понятия: горная машина, горный комбайн; горный комплекс. Под этими средствами обычно понимают: горная машина – отдельное самостоятельное техническое средство, выполняющее одну операцию некоторого технологического процесса; комбайн – техническое средство, выполняющее одновременно несколько операций; комплекс – группа машин и комбайнов, выполняющих совместно все операции процесса и увя-

занных между собой по своим техническим параметрам так, что обеспечивают рациональное производство всех работ этого процесса (Рис. 1.2 – 1.4).

По функциональному назначению горные машины и комбайны делятся на:

- | | |
|------------------|---------------------|
| - выемочные, | - уборочные, |
| - проходческие, | - штабелюющие, |
| - очистные, | - погрузочные, |
| - экскавирующие, | - транспортирующие, |
| - бурильные, | - вспомогательные. |

По положению в пространстве всей машины при выполнении рабочего процесса различают:

- **мобильные машины**, т.е. выполняющие технологические операции в одновременно с перемещением самой машины;
- **стационарные**, т.е. не меняющие своего положения в процессе эксплуатации относительно разрабатываемого месторождения полезных ископаемых;
- **передвижные** (полустационарные), выполняющие технологическую операцию не передвигаясь, но относительно быстро меняющие местоположение в транспортных режимах.

В свою очередь **мобильные технологические машины** подразделяются на:

- **самоходные**, т. е. машины с активным двигателем, обеспечивающий передвижение машины в рабочем и транспортном положениях;
- **прицепные**, имеющие пассивный двигатель, обеспечивающим передвижение машины за счет мощности специальной машины - тягача;
- **полуприцепные**, оборудованные двигателем, воспринимающим до 80% эксплуатационной массы машины и агрегируемые с тягачом через специальные устройства, передающие часть нагрузки, действующей на машину, на тягач;
- **навесные**, агрегируемые на тракторах или универсальных шасси с помощью специальных навесных устройств;
- **полунавесные**, представляющие собой оборудование, агрегируемое с тягачом и имеющие собственную опору (двигатель).

История развития горных машин неразрывно связана с развитием всей техники и, в первую очередь, с развитием энергетических средств: ручной инструмент – тяговая сила животных – энергия пара – электрическая энергия – двигатели внутреннего сгорания.

Добыча и использование полезных ископаемых человеком, чему есть материальные свидетельства, известна с каменного века.

Промышленная добыча полезных ископаемых с использованием простейших механизмов на основе применения мускульной энергии животных началась только в XVI-м веке. Несколько позднее для разрушения массивов горных пород начали использовать порох, а потом и другие взрывчатые вещества. Первым энергетическим средством в горном деле было водяное колесо, упоминания о котором датируются XVII-м веком. Использование паро-

вых двигателей при добыче полезных ископаемых известно с XVIII-го века. В этот же период, и особенно, в XIX-м веке, начинается широкое применение механизированных средств труда: баровая врубовая машина – 1864 год, Англия; экскаватор с паровым двигателем – 1834 г., США; пневматический перфоратор – 1860 г., Франция.

Применение таких технических средств позволило во много раз увеличить объёмы добычи горных пород. Ещё более существенно возросли эти объёмы при появлении электрического привода, который начал использоваться в горных машинах с 1880 г, Англия. Ещё большие возможности механизации труда в горном производстве возросли с появлением двигателей внутреннего сгорания, которые начали применяться особенно интенсивно в приводах машин для выполнения открытых горных работ. В конце XIX-го века созданы первые комбайны для производства особенно трудоёмких проходческих работ при подземных разработках месторождений полезных ископаемых.

В настоящее время использование полезных ископаемых, как в количественном, так и в качественном разнообразии непрерывно увеличивается и расширяется. Объёмы выемки горных пород в последний период удваивались за последние 15-20 лет и достигли объёма более 100 млрд. тонн в год.

В настоящее время горная техника совершенствуется в направлении использования технологий добычи с возможно меньшим участием людей непосредственно в местах добычи. Это достигается как за счет совершенствования конструкций горных машин и механизмов, так и, в значительной степени, за счет применения новых систем управления, основанных на современных электронных средствах.

В Беларуси горно-машиностроение – сравнительно молодая отрасль промышленности, хотя некоторые горные машины производятся достаточно давно. Это особенно относится к машинам по добыче торфа, производство которых было начато до второй мировой войны. В 1946 году на базе завода торфяного машиностроения организовано предприятие по выпуску карьерных самосвалов большой грузоподъемности (Белорусский автомобильный завод «БелАЗ», г. Жодино). Производство технических средств для подземных горных разработок при добыче и переработке калийных руд (Старобинское месторождение) начато в Солигорском институте проблем ресурсосбережения с Опытным производством и в настоящее время развивается достаточно высокими темпами. Подготовка специалистов горно-добывающего профиля, в том числе конструкторов, производителей горных машин, а также специалистов по их эксплуатации организована в Белорусском национальном техническом университете и его филиале в Солигорске.



Рисунок 1.2 – Уборочный машинно-тракторный агрегат на технологической площадке разрабатываемого торфяного месторождения



Рисунок 1.3 - Погрузка фрезерного торфа в вагоны железнодорожного состава узкой колеи



Рисунок 1.4 – Технологический комплекс машин на карьере по добыче мела



Рисунок 1.5 – Проходческий комбайн с соосными роторами в подземной горной выработке месторождения калийных солей

1. ОБЩАЯ СТРУКТУРА И ОСНОВЫ УСТОЙЧИВОСТИ ГОРНЫХ МАШИН

1.1 Современная структура горных машин и требования к ним

Большое многообразие горных машин затрудняет их отображение какой либо одной общей структурной, функциональной или расчетной схематом. Тем не менее, в целях систематизации изложения будем рассматривать горную машину как механическую систему, состоящую из следующих элементов, которые обозначены на рис.1.2.

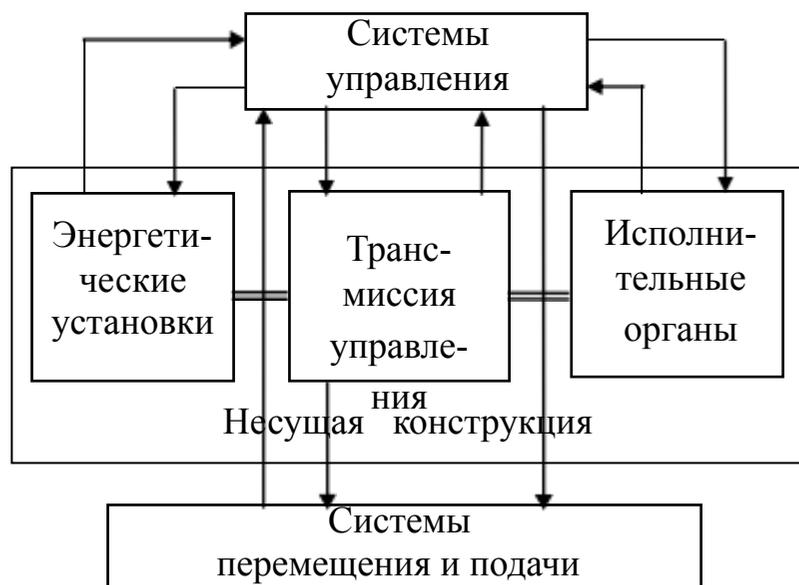


Рисунок 1.2 – Структурная схема горной машины

Эта схема указывает на сложность горных машин, представляющих собой большие и сложные по структуре системы. Вместе с тем, каждая часть этой схемы также есть большая система и в этом смысле она может быть изучена самостоятельно. Исполнительные органы и другие части машины так или иначе взаимодействуют с горной породой, свойства которой в значительной степени определяют конструкцию и режимные параметры горных машин. Современные технологии горного производства, объёмы горных работ и условия их выполнения, а также уровень развития техники, позволяют сформулировать к таким машинам ряд требований, которые можно разделить на общетехнические и специальные. Общие требования включают в себя технические, экономические, социальные и экологические. Технические требования обычно вносятся в документацию, сопровождающую машину весь её жизненный цикл, и отражают её технический уровень, надёжность и условия эксплуатации. Экономические требования объединяют сведения о цене, уровне затрат при эксплуатации, ремонте и утилизации машины. Социальные

требования включают санитарно-гигиенические условия работы персонала, его безопасность, комфортность труда, лёгкость и удобство управления. Экологические требования выражаются мероприятиями, обеспечивающими защиту окружающей среды от вредных воздействий, возникающих при работе машин. В последнее время, в связи с общим повышением требований к горным машинам, в зависимости от конкретных условий эксплуатации предъявляются ряд специальных требований, ужесточающих их производство и эксплуатацию - взрыво- и пожаробезопасность, проходимость, маневренность, габаритные размеры, обеспечивающие перемещения в ограниченном пространстве горных выработок.

1.2 Основные свойства горных пород и их исчисление

Среди комплекса физических свойств горных пород наибольшее влияние на условия работы горных машин оказывают их механические характеристики. Эти характеристики обычно делят на группы размерно-плотностных, прочностных, упруго-пластичных, реологических и других свойств. Среди размерно-плотностных свойств наибольшее значение имеют плотность и фракционный состав природной или измельченной тем или иным способом породы. Плотность горных пород изменяется в довольно значительных пределах и зависит от физического состояния породы (содержания влаги, пористости, фракционного состава и др.) Фракционный состав горных пород в естественном состоянии, а также подвергнутых разрушению горнодобывающими и горно-перерабатывающими машинами, оценивается с помощью относительных выходов частиц породы определённых размеров. Среди прочностных свойств горных пород наиболее часто используются их пределы прочности при сжатии, изгибе и сдвиге. Наиболее общей характеристикой прочностных свойств считается коэффициент крепости и шкала прочности М. М. Протодяконова. Эта шкала построена на определении коэффициента крепости путем деления временного сопротивления сжатию породы на 10, то есть коэффициент крепости определяется соотношением

$$f = \frac{\sigma_{сж}}{10} \quad (1)$$

где сопротивление сжатию $\sigma_{сж}$ определяется в МПа.

От коэффициента крепости горных пород зависят затраты на разрушение массива породы в залежи, особенно механическим способом разрушения. Шкала проф. Протодяконова до настоящего времени является основой оценки прочностных характеристик большинства горных пород. Она приводится в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Категории горных пород в зависимости от коэффициента крепости

Категория	Степень крепости	Примеры пород	Коэффициент	крепости
1	Породы высшей крепости	Базальты,		20 и более
		кварциты		
2	<u>Очень крепкие</u>	<u>Крепкие граниты</u>	15	
3	Крепкие породы	Граниты,	мрамор,	10 - 8
			очень крепкие известняки	
4	Достаточно крепкие	Обыкновенные песчаники, железные руды,		6 – 5
		сланцы		
5	Породы средней крепости	Глинистые		5 - 4
		сланцы, мергель,		
6	Довольно мягкие породы	Мягкие	сланцы,	4 – 3
			мел, крепкие угли, калийные соли, каменистый грунт	
7	Мягкие породы	Глина, мягкий уголь,		1 – 0,8
		гравий		
8	Землистые породы	Растительный грунт,		0,6
		торф, суглинок		
9	Сыпучие породы	Песок,	мягкий гравий,	0,5
			насыпной грунт	
10	Плывущие породы	Плывуны, сапропель в водоемах, другие разжиженные породы		0,3

Вместе с коэффициентом крепости проф. Протоdjяконова для определения прочностных свойств горных пород используют пределы прочности при сжатии, растяжении и изгибе. Упругие свойства горных пород чаще всего характеризуются модулем Юнга и коэффициентом Пуассона. Хотя в классическом для материаловедения виде эти характеристики определяются затруднительно, тем не менее, в исследованиях и расчетах горных машин они используются очень часто и понимаются как величины, дающиеся классическими определениями

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} ; \quad \mu = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} , \quad (1.2)$$

где E - модуль Юнга (модуль упругости), Па;

σ - напряжение растяжения (сжатия) образца породы, Па;

$\varepsilon = dl/l$ - относительная продольная деформация;

l - длина испытуемого образца, м;

dl - удлинение образца, м;

$\varepsilon' = dl'/l'$ - относительная поперечная деформация;

l' и dl' - поперечный размер образца и его изменение, м;

μ - коэффициент Пуассона.

Помимо модуля упругости часто используется такая характеристика горных пород, как модуль G сдвига, который определяется выражением

$$G = \frac{\tau}{\varepsilon}, \quad (1.3)$$

где τ - касательное напряжение при сдвиге;

ε - угол сдвига.

Модули E деформации и сдвига при соблюдении закона Гука связаны соотношением

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (1.4)$$

Кроме перечисленных характеристик физических свойств горных пород используются и ряд других характеристик, отражающих взаимодействие горных машин с породами. Среди них наиболее часто встречаются: твердость, контактная прочность, угол естественного откоса, разрыхленность, пористость, трещиноватость, абразивность, вязкость и некоторые другие. Для оценки взаимодействия режущих элементов механических органов разрушения с породой используются их такие характеристики, как сопротивляемость резанию и удельное сопротивление резанию. Большинство перечисленных свойств пород определяются опытным путем с использованием специальных приборов и технических устройств. Особое значение среди этих характеристик имеют сопротивляемость и удельное сопротивление разрушению или резанию, о чем подробнее будет изложено в разделе 2.

1.3 Пространственная ориентация горной машины

Большинство горных машин выполняя операции по выемке, транспортированию и переработке полезных ископаемых тем или иным образом перемещаются в пространстве. Эти перемещения могут быть как непрерывными, так и периодическими. В любом случае для определения движения машин в целом и отдельных ее механизмов и частей необходимо выбрать систему координат, в которой это движение определяется. Неодвижная система координат обычно связывается с географическим положением месторождения полезного ископаемого. Подвижная система координат передвигается вместе с машиной и ее полюс совмещается с какой-либо характерной точкой машины (центр масс, центр опорной площади и т. д.). Положение подвижной системы координат относительно неподвижной обычно задается декартовыми координатами её полюса и тремя углами Эйлера, с помощью которых определяется сферическое движение подвижной системы. При использовании углов Эйлера положение подвижной системы

обычно определяют таблицей косинусов между осями подвижной и неподвижной систем декартовых координат. Углы Эйлера введем подобно корабельным и самолетным осям [1] таким образом (рис.1.2), что перевод неподвижной системы $OXYZ$ в положение подвижной системы осуществляется тремя последовательными поворотами: на угол ψ вокруг оси OZ , на угол θ углами рысканья, поперечного и продольного крена. вокруг оси On , с которой совпадает ось Oy после первого поворота, и на угол φ вокруг оси Ox , с которой совпадает ось OX после двух предыдущих поворотов. Заметим, что после первого поворота ось OX займет положение Ok , ось OZ после второго поворота совпадает с Om и после третьего с Oz , ось OY переходит в промежуточное положение On после первого поворота и в положение Oy после третьего. Углы ψ , θ , φ называются соответственно

Таблицу косинусов между подвижными и неподвижными осями вычислим как произведение трех матриц направляющих косинусов, образующихся после каждого из перечисленных поворотов. Обозначив эти матрицы, соответственно через a_ψ , a_θ и a_φ , имеем

$$a_\psi = \begin{matrix} X & YZ \\ \left\| \begin{matrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{matrix} \right\| \begin{matrix} k \\ n \\ Z \end{matrix} \end{matrix} \quad (1.3)$$

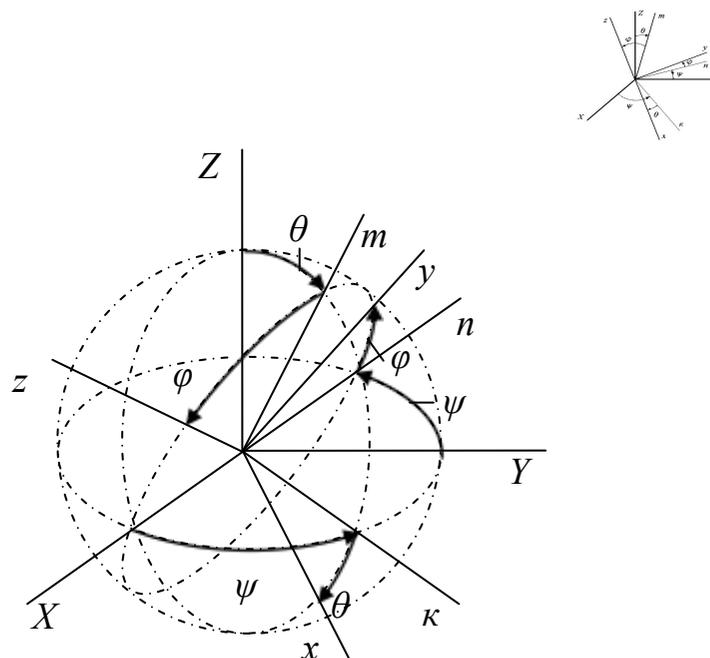


Рис. 1.3 - Ориентация подвижных осей

Элементы этой матрицы (рис. 1.3) равны косинусам углов между соответствующими осями (например, $\cos(X, k) = \cos \psi$, $\cos(Z, k) = 0$).

Аналогично

$$a_{\theta} = \begin{matrix} \kappa & n & Z \\ \begin{vmatrix} \cos\theta & \sin\theta & - \\ 0 & 1 & \\ \sin\theta & 0 & \cos\theta \end{vmatrix} \end{matrix} \begin{matrix} x \\ n \\ m \end{matrix} \quad (1.4)$$

$$a_{\phi} = \begin{matrix} x & nm \\ \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi \end{vmatrix} \end{matrix} \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} \quad (1.5)$$

Тогда матрица направляющих косинусов определится как произведение трех приведенных матриц [1]

$$A = a_{\phi} \cdot a_{\theta} \cdot a_{\psi} \quad (1.6)$$

Произведя умножение, найдем

$$A = \begin{matrix} X & Y & Z \\ \begin{vmatrix} \cos\theta \cos\psi \cos\phi & \cos\theta \cos\psi \sin\phi & \sin\theta \\ \cos\theta \sin\psi \cos\phi & \cos\theta \sin\psi \sin\phi & \sin\theta \cos\phi \\ \sin\theta \cos\psi & \sin\theta \sin\psi & \cos\theta \end{vmatrix} \end{matrix} \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} \quad (1.7)$$

Машина в некоторых случаях рассматривается в состоянии покоя, поэтому следующему виду таблицы направляющих косинусов при $\psi = 0$, приходим к следующему виду таблицы направляющих косинусов

$$A = \begin{matrix} X & Y & Z \\ \begin{vmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ \sin\theta \cos\phi & \sin\theta \sin\phi & \cos\theta \\ \cos\theta \sin\phi & \cos\theta \cos\phi & 0 \end{vmatrix} \end{matrix} \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} \quad (1.8)$$

Наконец, машина может находиться в положении, когда имеет место только продольный крен, т.е. угол θ - поперечного крена равен нулю. В этом случае матрица направляющих косинусов имеет еще более простой вид

$$A = \begin{matrix} X & Y & Z \\ \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi \end{vmatrix} \end{matrix} \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} \quad (1.9)$$

Зная направление действия сил в одной из систем, можно при помощи

(1.8) и (1.9) найти проекции сил на оси другой системы.

Возможны и другие варианты таблицы направляющих косинусов, которые соответствуют различным ситуациям, возникающим в практике функционирования горных машин.

1.4 Положение центров масс и давления машин на опорное основание

При определении координат центра масс в инженерных расчётах горная машина рассматривается как механическая система, состоящая из материальных частей, координаты центров масс которых известны. Как и для большинства технологических машин, совершающих какие-либо перемещения в пространстве, для большинства горных машин важнейшей характеристикой оценки их устойчивости является положение центра масс. Радиус-вектор центра масс в какой-либо системе координат, связанной с машиной, определяется в общем виде интегралом

$$r_c = \frac{\int_V \rho r \, dV}{\int_V \rho \, dV} \quad (1.10)$$

где интегрирование производится по общему объёму V машины;

ρ - плотность материала машины, в общем случае зависящая от x, y, z ;

$r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ - радиус материальной точки с плотностью ρ ;

m - общая масса машины.

Тогда координаты центра масс машины

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}; \quad y_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i}; \quad z_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i z_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (1.11)$$

где m_i - масса отдельной материальной части;

x_i, y_i, z_i - координаты ее центра масс в подвижной системе отсчета;

n - количество материальных частей.

При работе или простом перемещении горной машины на нее кроме сил тяжести действуют силы взаимодействия исполнительных органов с породой и другие внешние нагрузки. Эти нагрузки тем или иным способом через механизм перемещения (ходовое устройство) передаются на опорное основание. Взаимодействие ходового устройства с опорным основанием характеризуется рядом параметров, среди которых одним из важнейших является давление. Различают несколько характерных распределений давления по опорному основанию: среднее, максимальное и минимальное давление, положение центра давления и ядра сечения. Определим эти характеристики.

Центром давления машины на грунт называется точка, радиус-вектор

которой определяется выражением

$$\bar{r}_\partial = \frac{\int r p ds}{\int p ds}, \quad (1.12)$$

где p - давление машины на грунт в точке с радиус-вектором \bar{r} ;

S - площадь опорной поверхности машины;

ds - элемент этой площади.

Иначе, центр давления представляет собой точку приложения равнодействующей сил давления машины на несущее основание. Из последнего определения следует, что эта точка лежит в опорной плоскости ходового устройства.

Записав (1.12) в проекциях на оси подвижной системы координат, получим:

$$x_\partial = \frac{\int x p ds}{\int p ds}; y_\partial = \frac{\int y p ds}{\int p ds}. \quad (1.13)$$

Интегралы в числителе выражений (1.13) представляют собой (рис. 1.4) суммарные моменты сил давления машины на грунт относительно осей Ox и Oy , т. е.

$$\iint_S p \cdot x \cdot ds = M_y; \quad \iint_S p \cdot y \cdot ds = M_x.$$

С другой стороны

$$M_x = M_x(F); M_y = M_y(F),$$

где $M_x(F)$ и $M_y(F)$ - моменты равнодействующей сил, действующих на машину (исключая силы реакции грунта на ходовое устройство).

Для теоремы суммарных равнодействующих сил в центре масс представляется разработываемой породы на рабочие органы, крюкового усилия и т. п.

Тогда на основании теоремы о моменте равнодействующей имеем

$$M_x(M(F)M(mg)M(P)) = M_x(mg)M_x(M(F)M(P)). \quad (1.14)$$

где m - масса машины;

$M_x(mg)$ - момент равнодействующей сил тяжести относительно центра масс (за исключением сил тяжести и нор-

системе осей $Oxyz$, связанной с машиной. В ряде машин, предназначенных для рытья осушительных каналов или планирования поверхности, с целью создания постоянного наклона дна каналов и требуемого профиля поверхности рабочие органы независимо от положения самой машины сохраняют заданное положение относительно неподвижной (инерциальной) системы осей $OXYZ$.

Если центр давления не совпадает с центром опорной поверхности, то давление машины на грунт распределено неравномерно. Это может привести к тому, что даже при допустимом значении среднего давления машина потеряет устойчивость из-за больших деформаций опорного основания в местах с большими местными давлениями. Поэтому кроме среднего давления вычисляются его наибольшее и наименьшее значения. При этом считают, что деформации несущего основания пропорциональны давлениям, т.е. напряженное состояние грунта подчиняется закону Гука. В этом случае при вычислении среднего и экстремальных значений p используются формулы: (1.17)

где p – среднее давление;

S – площадь опорной поверхности.

$$p_{\max} = p \left(\frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \right); \quad (1.18)$$

$$p_{\min} = p \left(\frac{M_x}{W_x} - \frac{M_y}{W_y} \right);$$

где M_x и M_y – моменты силы F относительно соответствующих осей;

W_x и W_y – моменты сопротивления опорной площади относительно тех же осей.

Расчетные значения давлений сравнивают с допустимыми $[p]$ значениями давления, которые зависят от типа ходового устройства и свойств опорного основания и выбираются по нормативным документам или определяются в зависимости от прочности опорного основания и типа, размеров и формы ходового устройства. В большинстве случаев с достаточной для практики точностью можно пользоваться справочными и нормативными данными.

Помимо величин среднего и экстремальных значений давления весьма важной характеристикой статической устойчивости горных машин является положение центра давления относительно ядра сечения. Напомним, что, как и в сопротивлении материалов, ядром сечения опорной площади ходового устройства (рис. 1.5) горной машины называется часть ее опорной поверхности при расположении внутри которой центра давления минимальное значение давления положительно, т. е. удовлетворяет условию $p_{\min} \geq 0$.

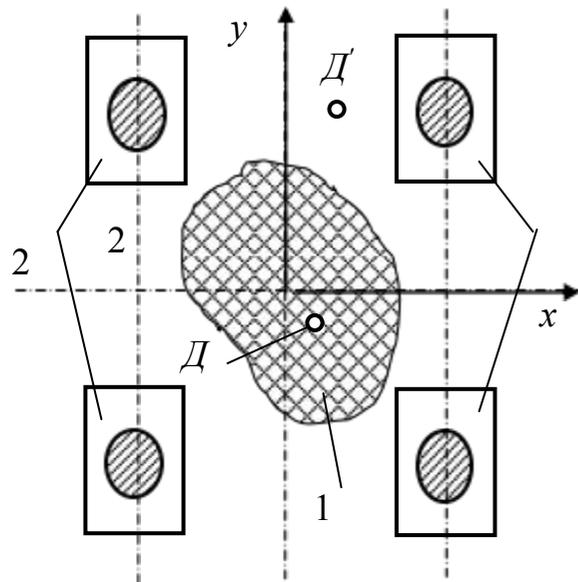


Рисунок 1.5 – К определению допустимого положения центра давления:
 D - допустимое положение центра давления; D' - недопустимое;
 1 – ядро сечения; 2 – опорная площадь ходового устройства

Координаты центра давления вычисляются по формулам (1.16), а форма и размеры ядра сечения из условия $p_{\min} = 0$, или

$$0 = p - \frac{M_x}{W_x} - \frac{M_y}{W_y} \quad (1.19)$$

которое указывает на то, что использованные условия требуют вычисления

W_x , W_y для каждой конструкции ходового устройства (гусеничные, колесные, шагающие и т. п.) [2, 3, 4]. Кроме оценки устойчивости горной машины по давлению на опорное основание и положению центра давления ее оценивают с помощью вертикального положения центра масс и допустимых значений продольного и поперечного углов крена машины. При этом определяют допустимые по опрокидыванию вокруг крайних в продольном и поперечном направлениях точек опорной площади ходового устройства значения опрокидывающих моментов. Такие расчеты дают возможность оценить статическую устойчивость машины, но не оценивают ее динамическую устойчивость, которая исследуется специальными способами [5]. Для массивных и крупногабаритных горных машин, положение центра масс относительно опорной поверхности имеет особо большое значение вследствие больших атмосферных нагрузок (ветер, дождь, гололёд, снег), периодических круговых движений верхних поворотных частей, а также отклонений опорных поверхностей от горизонта. Поэтому для таких машин регламентируется, как правило, допустимый угол наклона опорной поверхности и её прочностные свойства. Высота центра масс таких машин также очень существенно влияет на их устойчивость. Предельно допустимая высота центра масс (рис. 1.6) горной машины может быть определена из уже упоминавшегося условия $p_{\min} \geq 0$. Если машина располо-

жена на опорной поверхности, наклоненной под углом φ к горизонту и нагружена внешними силами, равнодействующая которых P . Кроме того, определены максимальные и минимальные деформации крайних точек её опорной поверхности, момент внешних нагрузок относительно осей Ox и Oy , а также моменты сопротивления опорной площади ходового устройства относительно осей Ox и Oy , то условие равенства нулю минимального давления даёт уравнение

$$0 = \frac{F}{\sin(\varphi + \gamma)} + \frac{mgy + MP}{W_x} \quad (1.20)$$

где $\gamma = \arctg \frac{h_{\max} - h_{\min}}{a}$ - угол крена, возникающий из-за неравномерности давления.

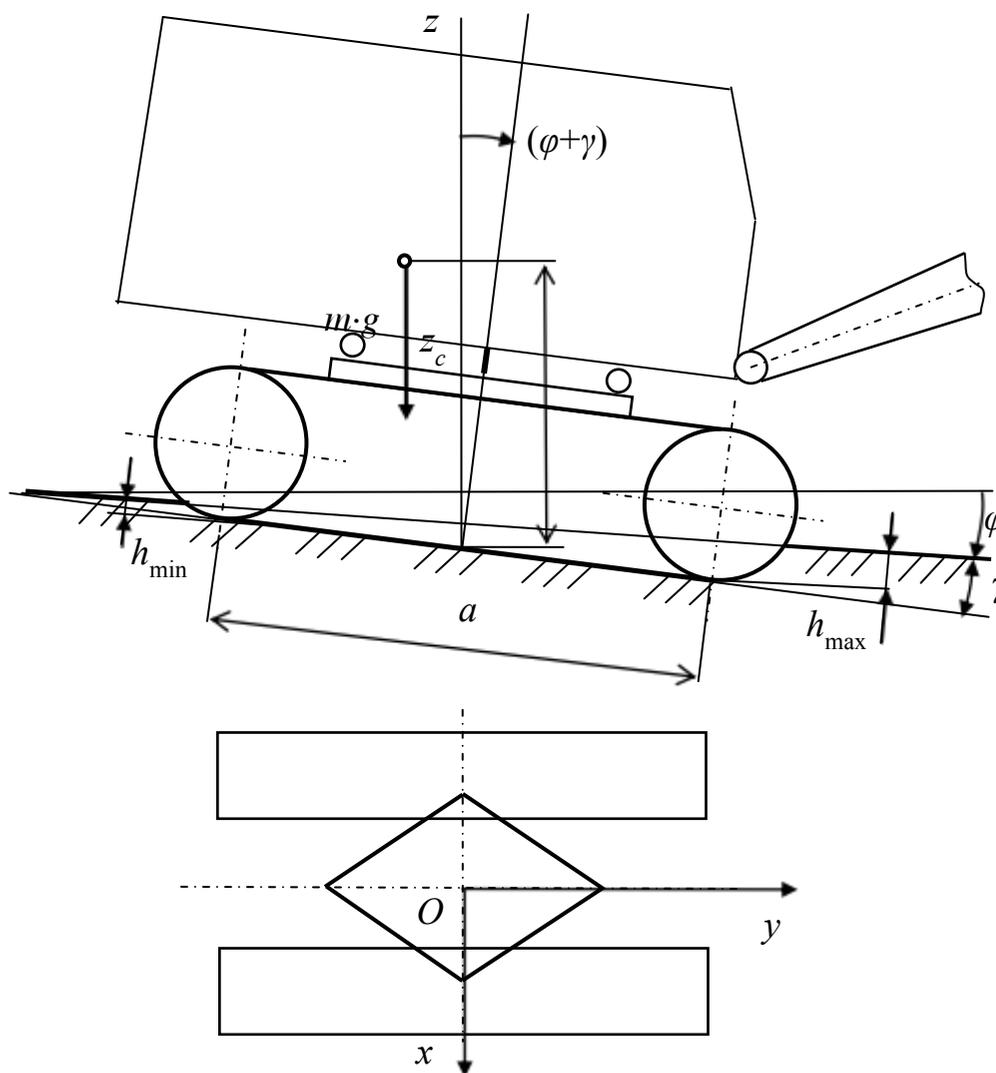


Рисунок 1.6 – К определению высоты центра масс по условию продольной устойчивости



Рис. 1.6,б – Крен шагающего экскаватора на откосе мелового карьера в период весенней распутицы

Из этого соотношения может быть найдено максимальное положение центра масс

$$z_c = \frac{FW \sin \gamma \sin \phi}{S m g \sin(\phi + \gamma)} \quad (1.21)$$

Последнее ограничение на вертикальное расположение центра тяжести получено из условия расположения центра давления в пределах ядра сечения. Это условие является довольно жестким и допускает кратковременную работу машины без угрозы её опрокидывания. Однако длительной работы машины с постоянным или периодическим выходом центра давления за пределы ядра сечения, конечно, не допускается. Это утверждение относится и к поперечной устойчивости. Для определения максимального положения центра масс по условию поперечной устойчивости рассмотрим, как и выше, положение центра давления машины в зависимости от её поперечного крена и величины внешних нагрузок (рис. 1.7). В худшем, с точки зрения поперечной устойчивости, положении машины условие отрыва части ходового устройства от опорной поверхности

$$\frac{F_y}{S} = \frac{M}{W_x} \leq 0 \quad (1.22)$$

где $M_y = m \cdot g \cdot \sin(\theta + \beta) \cdot z_c - m \cdot g \cdot \cos(\theta + \beta) \cdot x_c - M_y(P)$;

$\beta = \arctg \frac{h_{\max} - h_{\min}}{B}$ угол поперечного крена вследствие неравномерности деформаций несущей поверхности.

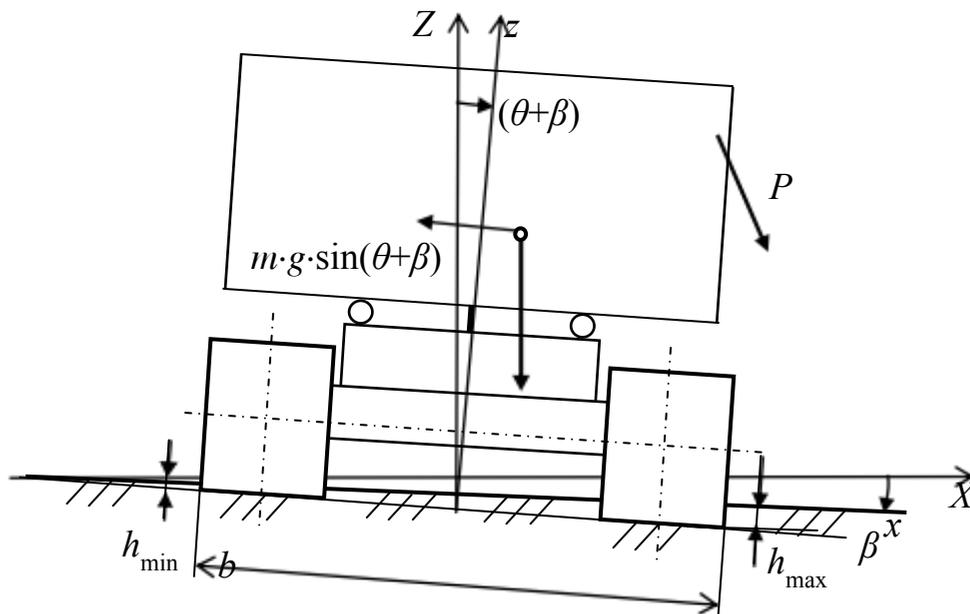


Рисунок 1.7 – Определение положения центра масс из условия допустимых значений поперечного крена

Подставив в (1.22) значение M_y и разрешив его относительно z_c , имеем

$$z_c = \frac{Smg \sin(\alpha) \cos(\beta) + M_y}{Smg \cos(\alpha) \cos(\beta)} \quad (1.23)$$

Из значений z_c , определённых по формулам (1.21) и (1.23), выбирается, естественно, меньшее значение. При этом необходимо учитывать то обстоятельство, что условия (1.21) и (1.23) дают значения z_c , при которых используется вся опорная поверхность машины и не выполнение этих условий не означает, что машина опрокидывается. Вследствие этого небольшие по времени периоды работы некоторых машин, например, бульдозеров, иногда допускаются. Однако в целом, надёжная эксплуатация горных машин на негоризонтальных деформируемых несущих основаниях обеспечивается при расположении центров масс на высоте, определяемой обсуждаемыми формулами.

2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОРГАНАМИ

2.1 Способы разрушения горных пород

Первичное взаимодействие горной машины с массивом породы заключается в его разрушении и выемке отбитой горной массы. В зависимости от физико-механических свойств массива процесс разрушения и выемки может быть осуществлен несколькими способами, основные из которых следующие:

- механический;
- гидромеханический;
- взрывной;
- смешанные;
- специальный.

При механическом способе разрушение производится непосредственным воздействием инструмента на породу (удар, резание, скалывание и т. п.). особенность заключается в том, что инструмент должен быть прочнее породы. Гидромеханический или просто гидравлический способ разрушения реализуется воздействием на породу струи или потока жидкости высокого давления. Взрывной способ разрушения массива горной породы основан на ее разрушении давлением газов, образующихся в результате мгновенного горения взрывчатых веществ. Эффективность способов разрушения оценивается, прежде всего, по их энергоемкости. Она зависит как от физико-механических характеристик свойств горных пород, так и способа разрушения, а также качества используемого оборудования. Для механического разрушения удельная энергоемкость колеблется в пределах $0,7 - 6,1$ МДж/м³, для гидравлического $1,4 - 14,4$ МДж/м³, взрывного $14,4 - 36$ МДж/м³.

2.2 Взаимодействие разрушающих элементов с массивом породы

Механический способ разрушения породы чаще всего реализуется двумя основными воздействиями – резанием и ударом, а также их различными сочетаниями. При выемке породы с её разрушением посредством резания основными элементами породоразрушающего инструмента являются резцы или зубки. Под зубками понимаются резцы с бесконечно тонкой режущей кромкой (иглообразный резец). Основными элементами являются большинство исполнительных органов машин, разрушающих горные породы резанием. Это относится как к машинам для разрушения пород с повышенной прочностью (различные землеройные экскаваторы), так и к машинам, разрабатывающим породы с самыми высокими показателями крепости. Характер взаимодействия резца с породой может быть весьма разнообразным и зависит от кинематики движения, геометрии резца, свойств поро-

ды, материала резца и т. п. для наиболее часто применяемых резцов с линейной режущей кромкой выделяются несколько типичных условий резания, в зависимости от которых различают свободные, полусвободные, полублокированные, блокированные и щелевые резы, схемы которых приведены на рис. 2.1.

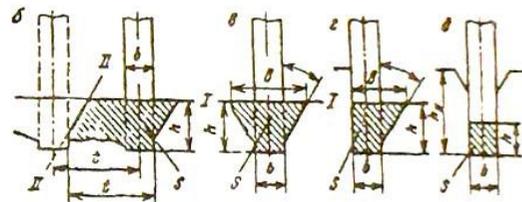


Рисунок 23. Форма сечения стружки при различных видах резов:

а - полусвободный; б - полублокированный; в - блокированный (с выровненной поверхности); г - угловой; д - щелевой (h - глубина резания; t - шаг резания; b - ширина резца; S - площадь сечения среза; ρ - угол развала бороздки резца)

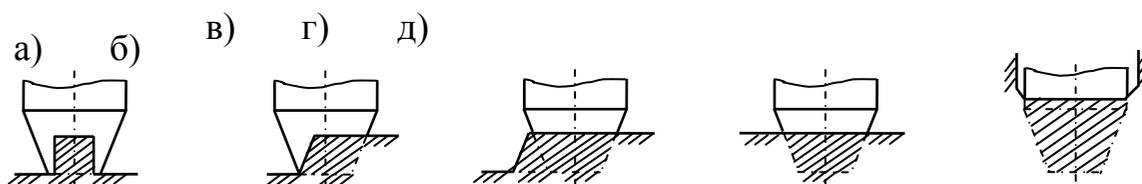


Рисунок 2.1 – Типовые схемы резов:

а – свободный; б – полусвободный; в – полублокированный;
г - блокированный; д - щелевой

В зависимости от характера взаимодействия резца с массивом породы на него со стороны породы действуют силы, проекции равнодействующей которых обозначим через R_x , R_y , R_z (рис.2.1). Ось Oy направим по касательной к траектории резца, Ox и Oz - перпендикулярно оси Oy так, как показано на схеме. Сила R_y называется силой сопротивления резанию, а равная ей сила P_p , приложенная со стороны резца – силой резания. Реакция горной породы R_z , выталкивающая резец, называется силой сопротивления подаче, и сила P_z , действующая на породу со стороны резца называется силой подачи. Кроме сил R_x и R_z на него могут действовать и боковые силы R_x , особенно в условиях резания.

Изучение взаимодействия режущих элементов с горными породами посвящено труды профессора Санкт-Петербургского горного института Ивана Августовича Тиме, который впервые предложил зависимость для определения силы резания,

$$P_p = e_p \cdot b \cdot h, \quad (2.1)$$

где e_p – удельная работа резания;

b, h – ширина и толщина снимаемой резцом стружки.

Он первым обратил внимание и на то, что ширина и толщина стружки оказывает на величину силы резания разное влияние. Экспериментально этот факт был подтверждён в работах К. А. Зворыкина, который предложил зависимость для определения удельной работы резания древесины

$$e_p = \frac{e_p'}{h^{0,33}} \quad (2.2)$$

Эта формула является обобщённой формул Зворыкина К.И. и Солода В.И., на которые мы уже ссылались.

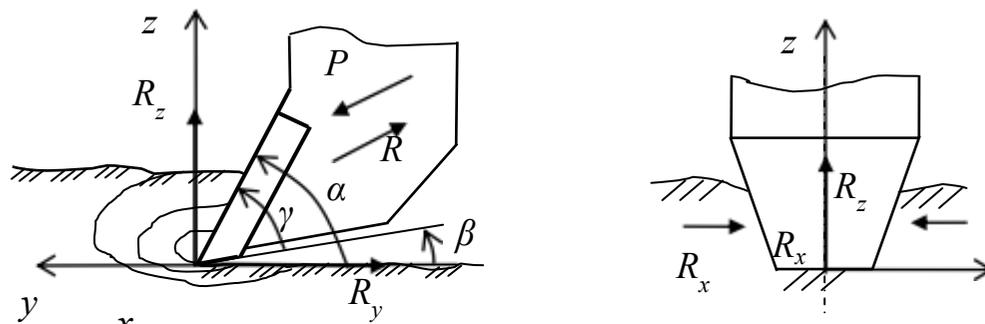


Рисунок 2.2 – Схема взаимодействия резца с породой:
 α - угол резания; γ - задний угол; β - угол заострения

Конструкции резцов, которые устанавливаются на исполнительных органах горных машин весьма разнообразны и в основном зависят от условий их работы. Чаще всего различают следующие основные типы резцов (рис.2.3): радиальные; тангенциальные; радиально-торцовые.

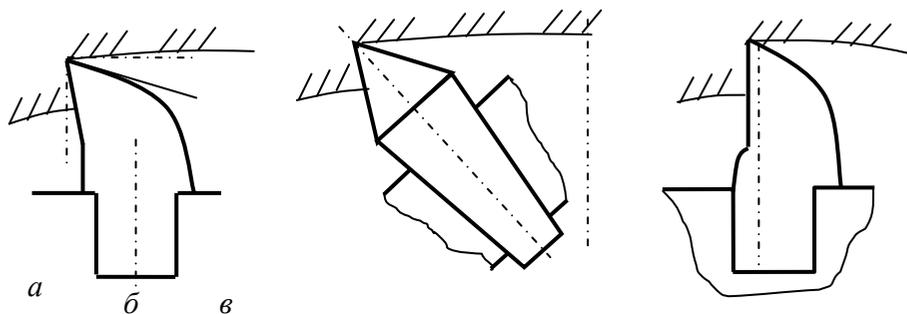


Рисунок 2.3 – Основные типы резцов:
 a – радиальный; b - тангенциальный; v - радиально-торцевой

Резцы являются первым элементом горных машин, разрушающим массив горной породы. Нагрузки, действующие на резцы так или иначе передаются на последующие части машины. Поэтому определение этих нагрузок является важнейшей задачей расчетов горных машин. Существуют различные способы и теории, объясняющие те или иные эффекты, возникающие при разрушении массива горной породы резцами. При этом чаще всего усилия подачи принимаются пропорциональными силам резания. Величина силы резания зависит от большого числа факторов, включающих свойства породы, резца и характер их взаимодействия, и в силу этого является случайной даже при постоянных значениях этих факторов. Важнейшими её характери-

стиками являются математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение, которое определяется статистической обработкой экспериментальных и опытных данных.

Если резец снимает слой породы постоянной толщины и стружка отбивается кусками, то схема изменения силы резания во времени может выглядеть так, как показано на рис.2.4.

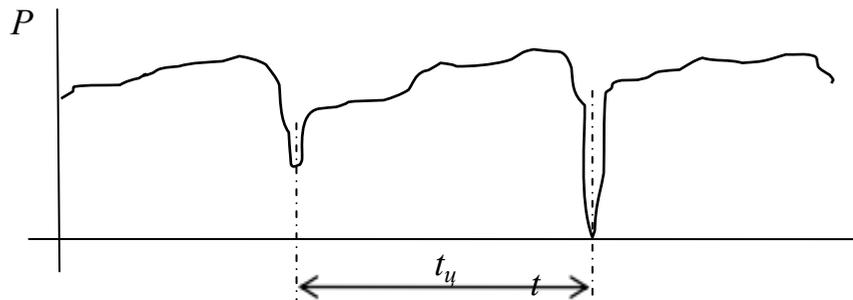


Рисунок 2.4 – К определению характера силы резания:

t_u – время, за которое резец проходит расстояние, равное длине отбиваемых кусков породы.

Большинство исполнительных органов горных машин взаимодействуют с породой так, что толщина снимаемой резцами стружки (глубина резания) является величиной переменной, что влечет за собой ещё большую неравномерность силы сопротивления резанию. Это обстоятельство не позволяет установить функциональную зависимость между силой резания и факторами, влияющими на неё. Среди этих факторов влияние на величину сил, действующих на резец, оказывают геометрические характеристики резца, шаг установки резцов, скорость резания и другие. Однако, среди всех факторов, определяющих значение силы резания, наибольшее значение имеет толщина снимаемой резцом стружки (глубина резания). Поэтому в большинстве случаев предлагается показательная зависимость для вычисления силы резания (точнее сказать, её математического ожидания) [2, 6]

$$P_p = k \cdot h^n \quad (2.3)$$

где k и n - коэффициенты, учитывающие влияние всех основных факторов.

При резании грунтов часто используется формула

$$P_p = e_p \cdot h \cdot b, \quad (2.4)$$

где e_p – удельное сопротивление резанию;
 b – ширина стружки, снимаемой резцами.

Если сравнить формулы (2.3) и (2.4) и положить, что удельное сопротивление резанию изменяется в зависимости от глубины резания также по показательной зависимости, то эти формулы можно представить в виде:

$$P_p = e_p \cdot F = c_1 \cdot h^{c_2} \cdot F, \quad (2.5)$$

где c_1 и c_2 - коэффициенты, имеющие тот же смысл, что и коэффициенты k и n в формуле (2.3), причем

$$c_1 = \frac{k}{b}; \quad c_2 = n - 1. \quad (2.6)$$

Для физического понимания смысла коэффициентов c_1 и c_2 проф. Кислов Н.В. в [7] предлагает использовать зависимость для определения удельного сопротивления резанию в виде

$$e_p = c_1 \left(\frac{h}{h_1} \right)^{c_2} \quad (2.7)$$

где $h_1 = 1$ м – условная толщина стружки.

Тогда c_1 имеет размерность удельного сопротивления резанию и равен ему при $h/h_1 = 1$, т. е. при $h_1 = 1$ м.

Несмотря на практическое удобство использования формулы (2.7) и возможность оценивать различные виды влияния h на удельное сопротивление резанию (рис.2.5) её применение ограничивается недостаточным наличием справочных данных для выбора значений коэффициентов c_1 и c_2 .

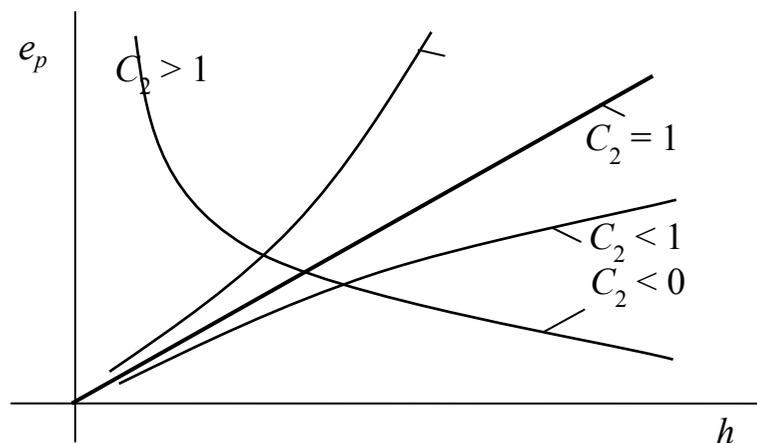


Рисунок 2.5 – Влияние толщины стружки на удельные затраты мощности

Вместе с тем, величина удельного сопротивления характеризует не только саму силу резания, но и удельные затраты мощности, а также удельные затраты энергии на разрушение породы резанием.

Действительно, если правую и левую части (2.5) умножить на дифференциал пути dS , проходимого резцом, то имеем

$$P_p \cdot dS = e_p \cdot F \cdot dS, \quad (2.8)$$

или

$$dE = e_p \cdot dV,$$

тогда

$$e_p = \frac{dE}{dV} \quad (2.9)$$

где E – энергия, затрачиваемая на разрушение массива резанием;

V – объём разрушаемой породы.

Таким образом, удельное сопротивление резанию численно равно удельным затратам энергии на разрушение некоторого объёма массива горной породы. Если теперь левую и правую части (2.9) разделить на дифференциал времени dt , то получим

$$e_p = \frac{dE/dt}{dV/dt} = \frac{N}{Q} \quad (2.10)$$

где N – мощность, затрачиваемая на разрушение массива резанием;

Q – объёмная производительность.

Это соотношение позволяет использовать значение удельного сопротивления резанию, как удельных затрат мощности на разрушение массива резанием и применять его в различного рода энергетических расчётах горных машин. Для реального использования формулы (2.4) предлагается её вариант в виде

$$e_p = K_1 C_1 h_{11} \cdot K_2 \cdot \dots$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты, учитывающие соответственно отличие реальных прочностных свойств горной породы и условий резания от эталонных, под которыми понимаются условия, в которых определены коэффициенты C_1 и C_2 . Помимо удельного сопротивления резанию в качестве характеристики взаимодействия резцов с горными породами часто используется величина сопротивляемости пород резанию, для определения которой созданы специальные установки и методики [7].

На основании среднего значения сопротивляемости резанию согласно ОСТ 12.47.001-73 «Комбайны очистные. Выбор параметров и расчёт сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика» сила сопротивления резанию углей определяется по формуле

$$P_p = \frac{0,3h_{cp} + 0,003}{6h_{11} K \Phi} \cdot \frac{t K K K K K}{\cos \beta} \cdot \dots$$

где A – средняя сопротивляемость резанию, кН/м;

l_p - ширина рабочей кромки резца, м;
 h_{cp}, t_{cp} - средняя толщина (глубина) и ширина (шаг резания) стружки в установившемся режиме, м;
 ϕ - угол развала бороздки, градус;
 K_{xp} - коэффициент, учитывающий хрупко-пластические свойства угля;
 K_z - коэффициент обнажения забоя;
 K_y - коэффициент, учитывающий влияние угла резания;
 K_ϕ - коэффициент влияния формы передней грани резца;
 K_c - коэффициент учёта влияния схемы резания;
 K_{om} - коэффициент, учитывающий влияние отжима угля в зоне работы исполнительного органа.

К сожалению, формула (2.12), как и другие зависимости, полученные на основе обработки экспериментальных данных, справедливы в своём большинстве лишь для конкретных условий, в которых эти данные получены. В угольной промышленности созданы специальные установки для определения средней сопротивляемости резанию. Для этих целей используется установка ДКС-2 (Рис. 2.6), а также динамометрические свёрла.

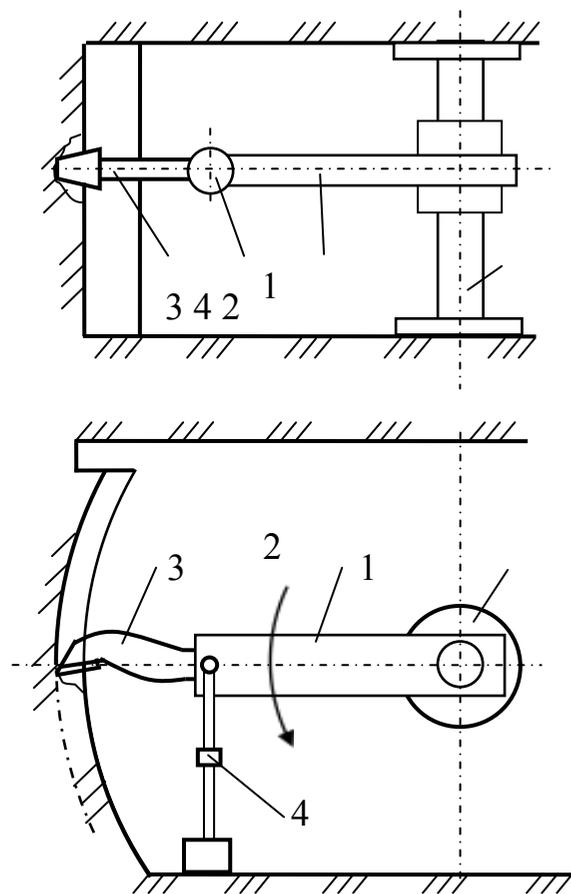


Рисунок 2.6 – Принципиальная схема установки ДКС-2:

1 – распорная стойка; 2 – держатель резца;
 3 – резец; 4 – измерительное устройство

2.3 Геометрические и кинематические характеристики взаимодействия режущих элементов горных машин с породой

В горных машинах для механического разрушения горных пород используются самые различные исполнительные органы: шнек-фрезы, дисковые и цилиндрические фрезы, шарошки, режущие коронки, соосные буры и т. д. При этом режущие кромки их элементов разрушения совершают самые разнообразные по виду траектории и скоростям резания движения. Эти движения можно разделить на две большие группы: - отделение слоя массива горной породы с постоянной толщиной стружки (постоянной глубиной резания);

- отделение слоя массива горной породы с переменной толщиной стружки.

К первой группе машин относятся врубовые машины с рабочим органом в виде цепного бара, щеленарезные машины, экскаваторы непрерывного действия с рабочим органом типа ковшовой рамы продольного или поперечного копания. Вторую группу представляют проходческие комбайны планетарно-дискового типа, очистные комбайны с рабочим органом типа «режущий шнек», экскаваторы непрерывного действия с ковшовым ротором и другие машины, в которых резы в процессе взаимодействия с массивом снимают стружку непрерывно изменяющейся толщины. Толщина стружки зависит от геометрии и кинематики пространственного движения режущих кромок резцов. Эти движения можно разделить на движения с прямолинейными и криволинейными траекториями, а также с постоянными и непостоянными скоростями. Как правило, горные машины основную часть рабочего времени работают с постоянными скоростями движения рабочих органов или со скоростями, изменяющимися по известным законам (например, скорость движения поворотной платформы экскаватора). В этом смысле движение резцов независимо от того, из каких движений состоит сложное движение режущего инструмента, его скорость делит на две составляющие, из которых одна называется скоростью резания, а вторая – скоростью подачи. Причем под скоростью резания понимается составляющая, которая касательная к траектории резца, а скоростью подачи – перпендикулярная к касательной составляющая. Иногда в технических приложениях встречаются другие определения скоростей подачи и резания. Используя их, мы будем в необходимых случаях делать определенные пояснения.

В зависимости от сочетания простых движений резцов от массива отделяются куски породы различных форм и размеров. При этом один расчетный размер – глубина резания (толщина стружки) может быть положен (см. 2.2) в основу расчета сил, действующих на резец со стороны разрушаемой породы. В случае сочетания различных простых движений резца соответствующие исполнительные органы снимают стружку, толщина которой определяется на основе изучения кинематики их движения.

Таблица 2.1 – Классификация движений исполнительных органов

№ п/п	Число простых движений	Типы простых движений	Примеры
1	1	поступательное	Струг, бульдозер
2	2	поступательное + поступательное	Ковшовая рама; цепной бар
		поступательное + вращательное	Шнек-фреза очистного комбайна; ковш прямой лопаты; фрезерный барабан
3	3	поступательное + два вращательных	Планетарно-дисковый исполнительный орган; дренажно-дисковая машина
		вращательное + два поступательных	Ковшовая рама веерного копания
4	4	поступательное + три вращательных	Режущие головки тоннелепроходческой машины

При снятии стружки одним простым поступательным движением ее толщина задается или находится из равновесия или балансовых соотношений. В тех случаях, когда движение резца состоит из двух поступательных движений (рис. 2.7,а) толщина стружки зависит от скоростей этих независимых движений и шага установки резцов в линии резания. Для ее определения рассмотрим план скоростей (рис. 2.7,б) исполнительными органами экскаваторов непрерывного действия, а также машинами врубовыми, шленарезными и, вообще, машинами с баровыми исполнительными органами.

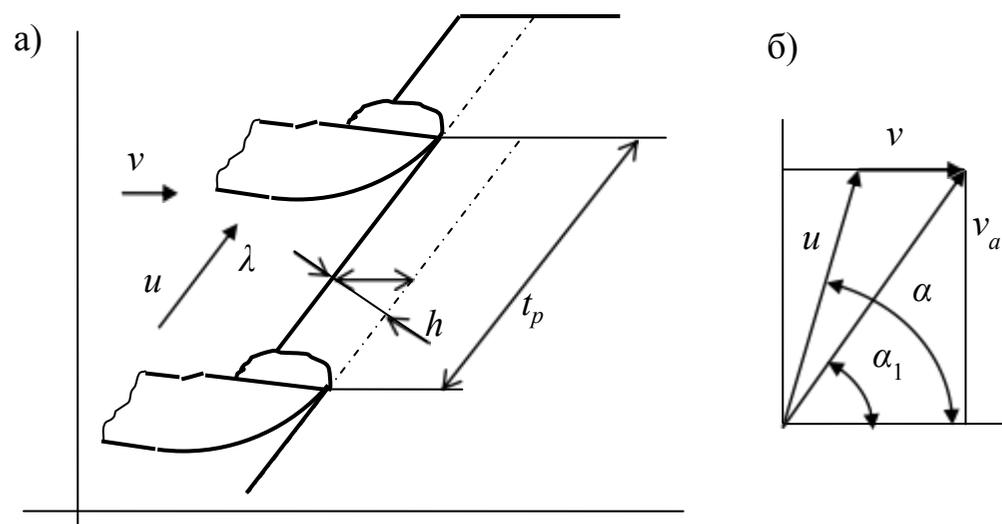


Рисунок 2.7.

а – к определению толщины стружки при двух поступательных движениях режущего инструмента;
 б - план скоростей резца исполнительного органа, совершающего два поступательных движения.

Обозначим через v переносную скорость движения исполнительного органа, а через u относительную скорость движения резцов и определим поступательное перемещение λ исполнительного органа за время τ перемещения резца на расстояние, равное шугу t_p резцов в линии резания

$$\lambda = v \cdot \tau, \quad (2.13)$$

или с учетом того, что $\tau = t_p \cdot \frac{v}{u}$,

$$\lambda = t_p \cdot \frac{v}{u} \quad (2.14)$$

Так как

$$h = \lambda \cdot \sin \alpha_1, \quad (2.15)$$

где α - угол между скоростью v исполнительного органа и абсолютной v_a скоростью резца.

Из плана скоростей имеем

$$\sin \alpha_1 = \frac{u \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(u^2 \sin^2 \alpha) + (v^2 \cos^2 \alpha)}} \quad (2.16) = \frac{u \cdot \sin \alpha}{\sqrt{u^2 + \frac{v^2}{\cos^2 \alpha}}}$$

где α - угол между переносной и относительной скоростями.

Формула (2.16) значительно упрощается при ее использовании в расчетах реальных машин с исполнительными органами типа цепного бара и многоковшовой рамы. Обычно в таких машинах $v \ll u$ и тогда $\sin \alpha_1 \approx \sin \alpha$, а

$$h \approx t_p \cdot \frac{v}{u} \cdot \sin \alpha \quad (2.17)$$

Если режущие элементы исполнительного органа участвуют в поступательном и вращательном движениях (рис.2.8), то они снимают слой породы переменной толщины. При этом резцы движутся по траекториям, описываемым линиями, которые называются циклоидами (укороченными или удлиненными) (рис.2.9,б). Обычно в таких случаях различают максимальную, среднюю и минимальную толщину стружки. Какую стружку снимает режущий элемент наиболее распространенных исполнительных органов горнодобывающих машин – цилиндрических и шнековых фрез, дисковых фрез торфодобывающих и камнерезных машин и т.п. (Рис.2.8). В этом случае толщина стружки зависит не только от соотношения переносной v и относительной u скоростей и размеров исполнительного органа, но также и от степени его погружения в породу. При этом различают встречное (см. рис. 2.9) и попутное фрезерование. Для определения средней и максимальной толщины стружки рассмотрим перемещения эле-

ментов фрезы за время ее поворота на угол φ между двумя смежными резцами в линии резания. Это время определяется выражением

$$t_{\Gamma \omega z} = \frac{2\pi}{\omega \cdot z} \quad (2.18)$$

где ω - угловая скорость вращения фрезы;
 z - число резцов в линии резания.



Рисунок 2.8 – Шнек-фреза очистного комбайна

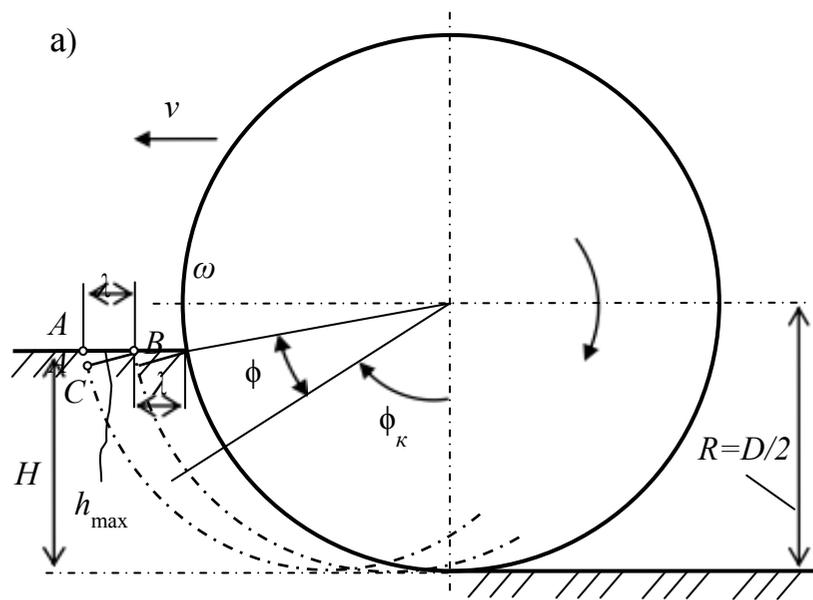


Рисунок 2.9 – Толщина стружки при работе цилиндрической фрезы

За это время фреза перемещается в направлении скорости v на расстояние

$$\lambda = v \frac{2\pi}{\omega z} \quad (2.19)$$

Считая, с небольшой погрешностью, ΔABC прямоугольным находим максимальное значение толщины стружки при угле контакта, равном ϕ_k ,

$$h_{\max} = \lambda \sin \phi_k = \frac{2\pi v}{\omega z} \sin \phi_k \quad (2.20)$$

Угол контакта фрезы с породой зависит от наружного (по концам резцов) диаметра фрезы и мощности H разрабатываемого слоя породы. Значение $\sin \phi_k$ при $\phi_k \leq \pi/2$ определяется выражением

$$\sin \phi_k = \frac{\sqrt{D H}}{D} \quad (2.21)$$

которое следует из рис.2.9.

Таким образом, максимальную толщину стружки при изменении угла контакта в пределах $0 \leq \phi_k \leq \pi/2$ в зависимости от мощности разрабатываемого слоя породы H можно определить по формуле

$$h_{\max} = \frac{4\pi v}{\omega z} \sqrt{\frac{H}{D} - \frac{H^2}{D^2}} = \frac{v}{z} \sqrt{\frac{H}{D} \left(2 - \frac{H}{D} \right)} \quad (2.22)$$

Эти формулы справедливы и при $H \leq D/2$, т.е. при $\phi_k \leq \pi/2$. Однако в этом случае, надо учитывать, что максимальное значение стружки составляет $h_{\max} = \frac{2\pi v}{\omega z}$ и при превышении угла контакта значения $\pi/2$ толщина стружки уменьшается.

Для определения среднего значения толщины стружки вычислим площадь серповидной формы сечения стружки (рис 2.11), снимаемой резцом и определим её площадь через её среднее значение.

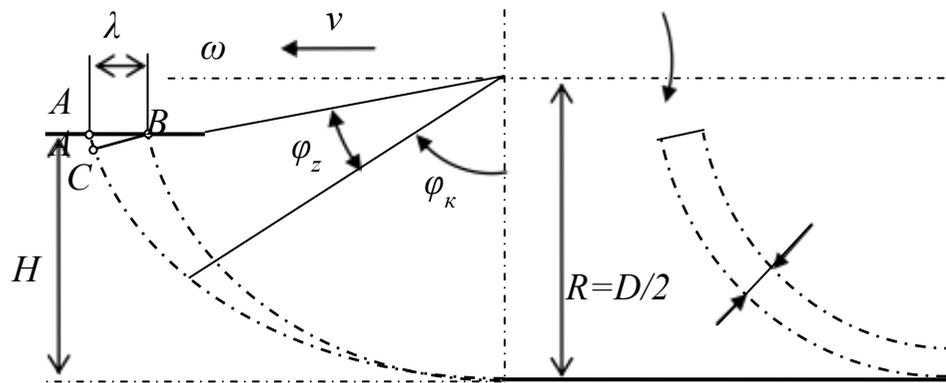


Рисунок 2.11 – К определению среднего значения толщины стружки

В первом случае

$$s = \int_0^{\phi_{\kappa}} 2 h_{\phi} D d\phi, \quad (2.23)$$

где $h_{\phi} = \frac{2\pi \cdot v}{\omega \cdot z}$ - текущее значение толщины стружки.

Тогда

$$s = \int_0^{\phi} \frac{v}{\omega} \cdot \frac{2\pi}{z} \cdot \frac{D}{2} \sin \phi \cos \phi \cdot D(-\cos \kappa) dz, \quad (2.24)$$

а с другой стороны

$$s = h_{cp} \frac{D}{\kappa}. \quad (2.25)$$

Приравняв правые части (2.24) и (2.25) получаем

$$h_{cp} = \frac{\phi^{\pi \cdot v}}{\omega \cdot z \cdot \kappa} (-\cos \kappa) \quad (2.26)$$

В частном случае при работе фрезы полным захватом, или при половинном заглублиении ее, т. е. при $\phi = \pi/2$ имеем

$$h_c = \frac{\phi \cdot v}{\omega \cdot z},$$

или $h_{cp} = \frac{2}{\pi} h_{\max}$, так как в этом случае (2.27)

$$h_{\max} = \frac{2\pi \cdot v}{\omega \cdot z} \quad (2.28)$$

В расчетные формулы для определения толщины стружки или глубины резания входит число z резцов в линии резания. Само понятие линии резания не вполне определено, так как этих линий при конечной ширине захвата одного резца может быть бесчисленное количество. В свое время Ф.А. Опейко предложил пользоваться понятием среднего числа резцов в линии резания, как величины, определяемой выражением

$$z = \frac{b_0 n}{B}, \quad (2.29)$$

где b_0 - ширина захвата одного резца;

n - общее число резцов на фрезе;

B - общая ширина захвата фрезы.

В этой книге мы будем пользоваться этим определением, но, учитывая то, что ширина захвата одного резца определяется с учетом развала бороздки (рис.2.12), определим эту ширину по формуле

$$b_0 = b + 2h \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.30)$$

где α - угол развала бороздки.

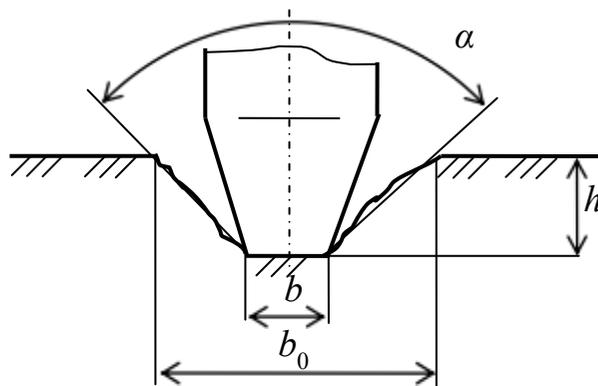


Рисунок 2.12 – К определению ширины захвата резца

Из двух простых движений (поступательного и вращательного) состоит движение режущих элементов проходческих комбайнов и тоннелепроходческих машин бурового типа. Траектория движения резцов представляет собой винтовые линии (рис.2.13) различных радиусов



Рисунок 2.13,а – Форма забоя при фрезеровании разрабатываемого пласта соосными роторами (три косых захода комбайна ПКС-8)

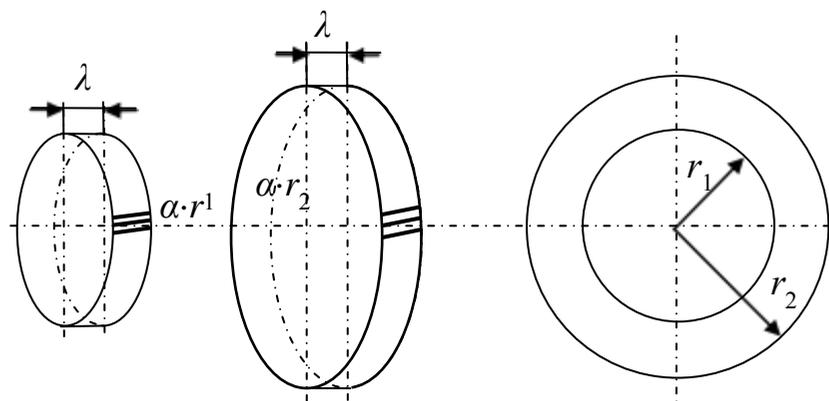


Рисунок 2.13,б – Траектории движения режущих элементов исполнительного органа бурового типа

Определяя толщину стружки, снимаемую резцами, обозначим, как и ранее, через v_k поступательное перемещение исполнительного органа за время его поворота на угол между двумя соседними резцами в одной линии резания. Тогда

$$\lambda_z = v \frac{2\pi}{\omega \cdot z}, \quad (2.31)$$

а

$$h_r = \lambda_z \cos \alpha, \quad (2.32)$$

где h_r - толщина стружки, снимаемой резцами, расположенными по линии радиуса R относительно оси вращения исполнительного органа;

α_r - угол между осью вращения исполнительного органа и нормалью к винтовой линии.

Косинус этого угла (рис.2.14)

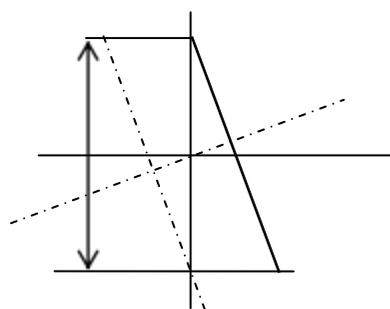


Рисунок 2.14 – Схема для определения угла α_r

$$\cos \alpha_r = \frac{2\pi \cdot r}{\sqrt{\lambda_z^2 + \frac{\pi^2 r^2}{z^2}}} = \frac{r \cdot \omega}{\sqrt{v^2 + \frac{r^2 \omega^2}{z^2}}} \quad (2.33)$$

В большинстве реальных проходческих машин скорость v поступательного движения намного меньше, чем произведение $r \cdot \omega \cdot z$, поэтому без большой погрешности, особенно при предварительном проектировании

можно принимать толщину стружки постоянной для всех резцов в линии резания и определять ее по приближенной формуле

$$h_z = \frac{v}{\omega} \frac{2\pi}{z}, \quad (2.34)$$

где индекс z означает, что толщина стружки определяется для линии резания с числом резцов z .

При этом можно пользоваться и средним значением числа резцов в линиях резания, которое определяется по формуле (2.24).

В исполнительных органах ряда горных машин, режущие элементы которых совершают независимые вращательное и поступательное движения, используются шнек-фрезы, ось вращения которых отклонена от направления поступательного движения на некоторый угол, обычно равный $\pi/2$ или больше чем $\pi/2$ (рис.2.15).

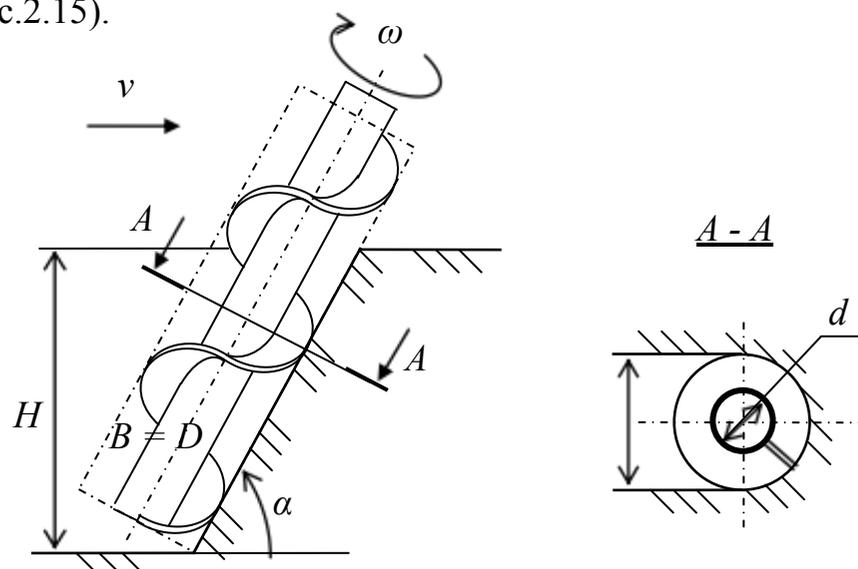


Рисунок 2.15 – Схема взаимодействия резцов шнек-фрезы с породой

Такие исполнительные органы бывают двух типов: с непрерывной режущей кромкой на наружной поверхности винтовой лопасти, и с отдельными резцами, расположенными на той же поверхности.

Для определения толщины стружки, снимаемой режущими элементами, рассмотрим сечение $A-A$, перпендикулярное оси вращения фрезы. В плоскости этого сечения траектории движения режущих элементов такие же, как и у цилиндрической фрезы. Поэтому для определения максимальной и средней толщины стружки можно пользоваться формулами

$$h_{\max} = \frac{\pi \cdot v}{\omega \sin \alpha}, \quad (2.35)$$

$$h_c = \frac{4v}{\omega \sin \alpha}, \quad (2.36)$$

где α – угол между вектором ω и v ;

z – среднее число резцов в линиях резания шнек-фрезы второго типа, или число заходов шнек-фрезы с непрерывной режущей кромкой. Формулы (2.31) и (2.32) вытекают из формул (2.24) и (2.26) при $\phi_k = \pi/2$ и угле между векторами $\vec{\omega}$ и \vec{v} .

Два вращательных и одно поступательное движения осуществляются режущими элементами проходческо-добычных комбайнов с, так называемым, планетарно-дисковым органом разрушения (рис.2.16,а). В наиболее распространенных проходческих комбайнах семейства «Урал» траектории движения резцов представляют собой винтовые кривые на поверхности оваллообразного тора (рис.2.16,б и в).

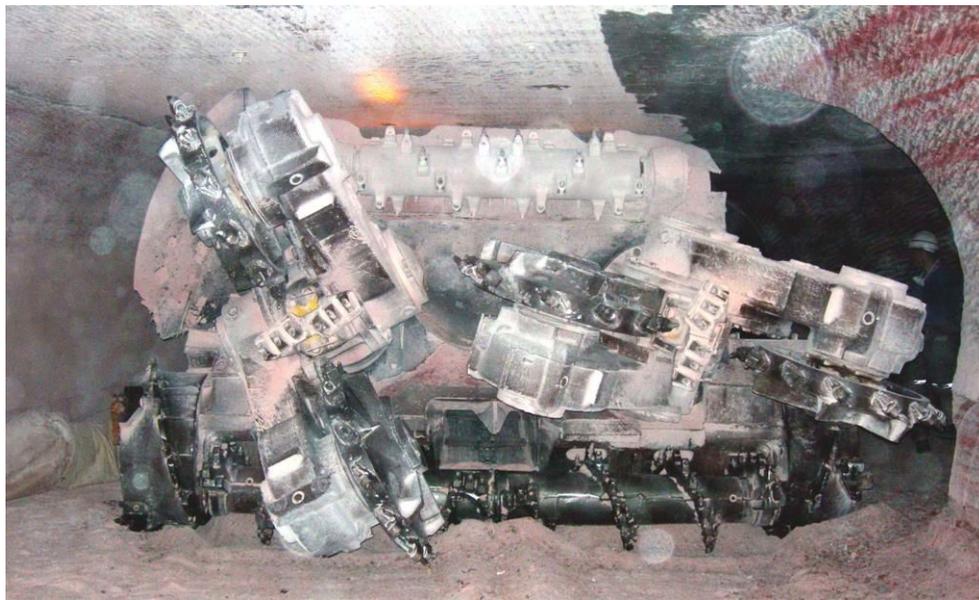


Рисунок 2.16 – Вид спереди (со стороны забоя) на сдвоенный планетарно-

дисковый исполнительный орган проходческо-очистного комбайна

Диски, на которых расположены резцы, вращаются с угловой скоростью ω_1 вокруг собственных осей, которые в свою очередь движутся по винтовым линиям, вращаясь вокруг оси Oy с угловой скоростью ω_2 . В свою очередь, весь исполнительный орган совершает поступательное движение со скоростью v_1 . Таким образом, переносное движение резцов является сложным и включает одно поступательное и одно вращательное движения, а относительное движение – вращательное с угловой скоростью ω_2 . Окружные скорости в относительном и переносном вращениях, даже при постоянных значениях угловых скоростей непрерывно меняют свои направления в процессе взаимодействия режущих элементов с породой. В следствие этого меняется и результирующая скорость. Угол контакта резцов с породой составляет 180° . Внутри этого угла относительная окружная скорость меняет свое направление на противоположное, а переносная окружная скорость изменяется в пределах от $\omega_1(R_1+R_2)$ до $\omega_1(R_1-R_2)$, где R_1 – радиус, на котором расположены оси вращения дисков; R_2 – радиус дисков по концам, установленных на них резцов.

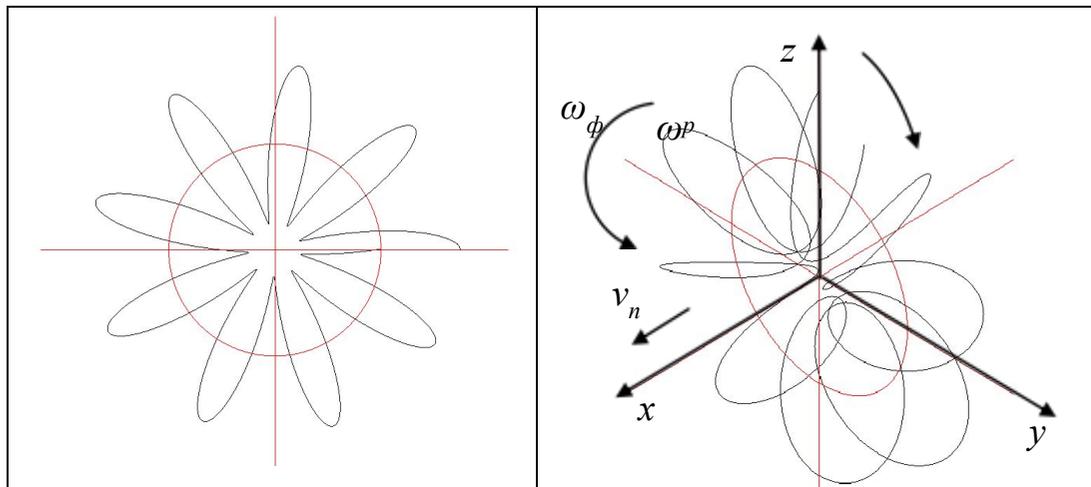


Рисунок 2.16 (б,в) – Форма забоя и траектории движения резцов планетарно-дискового исполнительного органа

Третья составляющая скорости – поступательная скорость перемещения всего исполнительного органа в стационарном режиме работы выемочной машины остается постоянной как по величине, так и по направлению. Поэтому в этом случае (рис.2.17) можно различать продольную и боковую скорости подачи режущего элемента. Передняя стружка имеет переменную от нуля до h_{\max} толщину и может быть определена так же, как и для цилиндрической фрезы

$$h_{\max} = \frac{2 \pi}{\omega \cdot z} \quad , \quad (2.37)$$

где величины v , ω_2 , z_2 имеют тот же смысл, что и в формулах (2.26) и (2.27).

При этом средняя толщина стружки

$$h_{cp} v = \frac{v}{\omega \cdot z_2} \cdot l \quad (2.38)$$

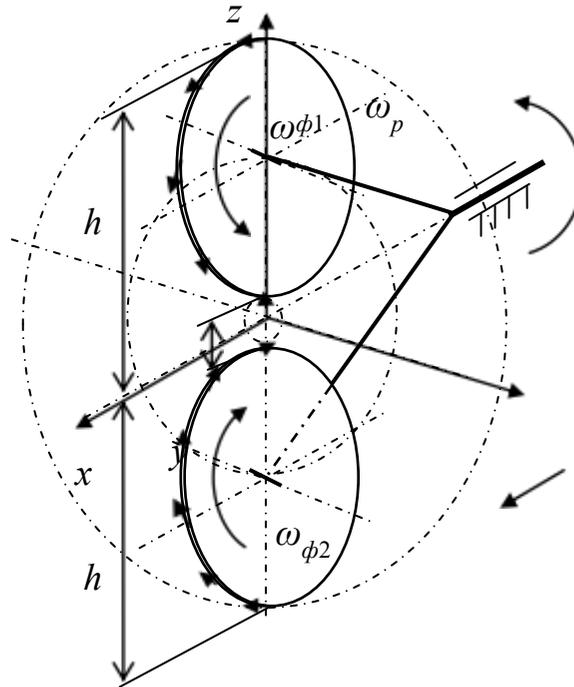


Рисунок 2.17 – К определению толщины стружки планетарно-дискового исполнительного органа

Что касается боковой толщины стружки, то она является постоянной и определяется через параметры угловых скоростей переносного и относительного вращений следующим образом

$$h_{\sigma} = \omega_{1R} \frac{2\pi}{\omega \cdot z} \quad (2.39)$$

Конечно, полученные зависимости для определения толщины стружки ряда исполнительных органов выемочных машин не охватывают всех принципов таких органов и тем более всех видов движений их режущих элементов. Однако они дают возможность в необходимых случаях найти параметры стружки, снимаемой исполнительными органами других конструкций. В соответствующих разделах мы будем прибегать как к выше приведенным формулам, так и будем определять на их основе параметры стружки в тех случаях, когда режущие элементы совершают более сложные движения.

3. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ГОРНЫХ МАШИН

3.1 Способы составления уравнений движения

Прогнозирование состояния горной машины, а также её энергетические, нагрузочные и прочностные расчёты базируются на основе общих законов сохранения и уравнений движения механики. Среди законов сохранения чаще всего используются материальные и энергетические, которые выражаются посредством уравнений балансов мощности, производительности, тепла и т. д. Уравнения движения горных машин составляются в виде уравнений движения механических и электромеханических систем. Они обычно представляются в форме уравнений Лагранжа 2-го рода, Аппеля и некоторых специальных систем уравнений Лагранжа, а также в некоторых случаях уравнения Аппеля. В целях облегчения усвоения материала приведем здесь уравнения Лагранжа 2-го рода обычно записываются в виде эти системы уравнений.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (3.1)$$

где T - кинетическая энергия машин, выраженная через обобщенные скорости и координаты;

q_i, \dot{q}_i - обобщённые координаты и скорости машины;

Q_i - число обобщённых координат.

Уравнения Аппеля записываются следующим образом

$$\frac{\partial S}{\partial \pi_i} = P_i, \quad (3.2)$$

где S - энергия ускорений системы, выраженная через квазиускорения;

π_i - квазиускорения;

P_i - квазиобобщённые силы;

$i=1, n$; где n - число степеней свободы системы.

На практике, кроме систем уравнений (3.1 и 3.2) и аналогичных им применяются системы уравнений, получаемые при использовании принципа Даламбера. Как известно, использование этого принципа базируется на добавлении к внешним силам, действующим на машину, сил инерции и составления уравнений равновесия с учётом этих сил. Не останавливаясь на способах формирования этих систем, отметим лишь, что выбор той или иной формы уравнений движения определяется удобством их использования. Примеры их составления и анализа даны в соответствующих разделах. Приведенные системы обычно представляют собой системы обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка и

используются для изучения динамических процессов работы горных машин. Изучение стационарных режимов работы, т. е. режимов работы с постоянными скоростями движения машин и их механизмов чаще всего базируется на уравнениях, выражающихся уравнениями равновесия, балансовыми соотношениями по мощности, производительности, теплу и т. п. Уравнения равновесия представляют собой уравнения статики механических систем и образуются из систем (3.1 и 3.2) путём приравнивания к нулю их левых частей. Среди балансовых соотношений наиболее часто используются уравнения балансов мощности и производительности. Уравнение баланса мощности в общем случае может быть записано в форме

$$\sum_{i=1}^n N_{oi} = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n N_{nij} \cdot K_{Nij} \quad (3.3)$$

где N_{oi} - мощность i -го двигателя, установленного на машине;

n - число двигателей;

N_{nij} - мощность, потребляемая j -м механизмом машины от i -го двигателя;

m - число механизмов, потребляющих энергию;

K_{Nij} - коэффициент запаса прочности.

Это уравнение формируется для каждой машины и чаще всего, в виде системы уравнений, так как баланс мощности должен соблюдаться для каждого двигателя в отдельности. Несмотря на кажущуюся его простоту, уравнение успешно используется для решения целого ряда задач, включающих подбор двигателей, определение скоростей работы механизмов и, в конечном счёте – нахождение теоретической производительности машины в конкретных условиях. Наряду с уравнением баланса мощности для рационального, а иногда, и оптимального выбора параметров и режимов работы механизмов машины в расчётной практике используют также уравнения баланса производительности, которые записывают в виде

$$\frac{Q_x}{K_Q} = \frac{Q_i}{K_{Qi}} \quad (3.4)$$

где Q_x – производительность машины по ходу;

Q_{OB} - производительность выемочных исполнительных органов горной машины;

Q_{i+1} , Q_i – производительности последовательных механизмов погрузки, транспортирования и других устройств перемещения породы;

K_Q , K_{Qi} – соответствующие коэффициенты запаса.

В записанных формулах имеется в виду объёмная производительность, хотя соотношения справедливы и для производительности, выраженной в других единицах.

3.2 Основные методы исчисления производительности и потребляемой мощности

Мощность энергетических установок горных машин, а также их производительность являются одними из важнейших технических параметров и, как правило, приводятся в технических характеристиках, которые служат одним из документов, сопровождающих процесс создания и жизненного цикла машины.

В не меньшей мере это относится и к такой величине, как производительность. В совокупности эти параметры определяют такой критерий качества машины, как энергоэффективность.

В этой связи определение их расчётных значений и анализ представляют одну из основных задач, решаемых на этапе выбора технических предложений создания машины.

Производительности различают объёмную и массовую. Они связаны соотношением

$$G = \rho \cdot Q, \quad (3.5)$$

где Q - объёмная производительность;

ρ - плотность разрабатываемой породы;

G - массовая производительность.

Объёмная и массовая производительности выражаются различными соотношениями.

Для горных машин периодического действия

$$Q = \frac{V}{t_u}, \quad (3.6)$$

где V - объём породы, вынимаемой за время рабочего цикла;

t_u - время совершения цикла.

Для машин непрерывного действия

$$Q = F \cdot v, \quad (3.7)$$

где F - площадь поперечного сечения разрабатываемого слоя породы;

v - скорость движения исполнительного органа, нормальная к площади F .

Эти выражения чаще используются для определения объёмной производительности по ходу. Производительность исполнительных органов выражается с учётом параметров и изменения физико-механических свойств породы в процессе её разрушения. В первую очередь изменение свойств породы учитывается, так называемым, коэффициентом K_p разрыхления. При помощи этого коэффициента учитывается изменение объёма породы и её плотности после разрушения

$$K_p = \frac{V}{V^p} \quad \rho_p K_p = \frac{\rho}{\rho_p} \quad (3.8)$$

где V - объём породы после её разрушения;
 V^p - объём породы в массиве до разрушения;
 ρ_p - плотность разрыхленной породы;
 ρ - её плотность в массиве.

Производительность основных типов исполнительных органов горных машин по ходу обычно приводится к производительности V , что удобно для проверки соотношений (3.4), тогда её можно выразить следующими соотношениями:

- для исполнительного органа типа цепного бара

$$Q_{цб} = F_{цб} \cdot u \cdot K_p \cdot \frac{K_V}{\rho} \quad (3.9)$$

где u - скорость цепи;
 $F_{цб}$ - площадь поперечного сечения породы, передвигаемой цепным баром;
 b - ширина захвата цепного бара;
 h - вылет резцов;
 h^p - глубина резания;
 K_V - коэффициент заполнения породой рабочего пространства бара;
 K_p - коэффициент разрыхления породы;

- для цилиндрической и дисковой фрезы

$$Q_{цф} = \frac{K_V \pi}{K_p} \frac{\omega^2 D d^2}{2 \pi D - d B} \quad (3.10)$$

где D - диаметр фрезы по концам ножей;
 d - диаметр, на котором установлены режущие элементы фрезы;
 B - её ширина;
 ω - угловая скорость вращения;

- для шнек-фрез, перемещающих породу вдоль оси необходимо наряду с условием (3.9) выполнение дополнительного условия, заключающегося в том, чтобы производительность по перемещению разрыхлённой породы была большей, чем производительность по разрушению породы. Производительность по разрушению породы может быть рассчитана по формуле (3.10), а производительность по перемещению - по формуле

$$Q_{шф} = \frac{K_V}{K_p} \frac{\pi d^2 \omega}{24} \quad (3.11)$$

где d_n - наружный диаметр витков транспортирующей части шнек-фрезы;
 d_g - диаметр корпуса транспортирующей части шнек-фрезы;

$v_{oc} = \frac{h_g \omega \cdot K_u}{2\pi}$ - осевая скорость перемещения породы шнек-фрезой;

K_u - коэффициент циркуляции породы в транспортирующей части шнек-фрезы (коэффициент, учитывающий вращение породы вместе со шнеком (коэффициент циркуляции)).

Окончательно, производительность шнек-фрезы по перемещению разрыхлённой породы

$$Q_{н.ф} = \left(\frac{d_n^2 - d_g^2}{8} \right) h_g \omega \cdot K_u \quad (3.12)$$

- для ковшовой рамы

$$Q_{к.р} = \frac{K}{K_{пр}} \frac{V_k}{t_k} u \quad (3.13)$$

где V_k - объём ковша;

t_k - шаг установки ковшей;

u - скорость их движения.

Конечно, записанные формулы исчисления производительности не являются единственно возможными способами её определения и не охватывают всех других методов нахождения производительности исполнительных механизмов горных машин.

При вычислении потребляемой механизмом мощности обычно пользуются известными из механики определениями мощности:

- скалярного произведения векторов силы и линейной скорости,
- момента и угловой скорости,

а также другими зависимостями, вытекающими из них. В инженерной практике наиболее широко распространена формула

$$N = e \cdot Q, \quad (3.14)$$

где e - удельные затраты мощности для работы того или другого механизма или устройства;

Q - его производительность.

Эта формула, как указывалось в главе 2, применяется для определения мощности на разрушение горных пород. Вместе с тем, она используется и для вычисления затрат мощности на работу любых механизмов. Величина удельных затрат мощности чаще всего определяется опытным путем. Однако существуют и различные способы её определения расчётами по функциональным, феноменологическим или эмпирическим формулам. Например, при разрушении горных пород механическим резанием мы очень часто будем использовать формулу (2.5).

4. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГОРНЫХ МАШИН И ПОДАЧИ ИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ НА ЗАБОЙ

4.1 Общие сведения

Для большинства горных машин взаимодействие с горными породами осуществляется посредством их разрушения исполнительными органами, а также воздействием опорно-ходовых устройств на несущее основание. Все нагрузки, воспринимаемые при работе исполнительных механизмов, а также по причине воздействия на машину сил другой природы (атмосферные нагрузки, силы тяжести и инерции), так или иначе, передаются на опорно-ходовые устройства. Существуют много различных конструкций таких устройств – колесные и гусеничные механизмы перемещения, шагающие движители, цепные, канатные и гидравлические механизмы подачи, а также различные сочетания перечисленных механизмов. В некоторых машинах их перемещение и подача исполнительных органов на забой осуществляется одним и тем же механизмом. В качестве таких механизмов чаще всего используются колесные и гусеничные движители. Например, проходческие комбайны, бульдозеры, погрузчики и т.п.

При разработке угольных и соляных месторождений подземным способом в качестве выемочных машин используются очистные комбайны, которые перемещаются вдоль забойного конвейера специальной системой подачи. Эта система одновременно перемещает комбайн и создает усилия, необходимые для подачи исполнительного органа на забой. То же самое относится и к многоковшовым экскаваторам непрерывного действия и некоторым другим горным машинам. В машинах, осуществляющих рабочие процессы в стационарных или полустационарных состояниях, подача исполнительного органа на забой производится специально для этого установленными механизмами. Классическим примером таких механизмов является механизм напора одноковшовых экскаваторов типа прямая лопата. Существует довольно большое разнообразие конструкций таких механизмов, среди которых наиболее распространены канатные, реечные, кремальерные гидравлические и рычажные.

Горные машины работают в самых различных условиях. Это накладывает определенные требования на их механизмы перемещения: по проходимости, маневренности, сцепным свойствам. Это относится и к наиболее распространенным гусеничным и колесным опорно-ходовым устройствам, которыми чаще всего оснащены мобильные горные машины. Ходовые механизмы горных машин взаимодействуют с опорными основаниями, отличающимися по своим прочностным и другим физико-механическим свойствам в сотни и тысячи раз. Например, торфяные машины для подготовки месторождений работают в условиях низкой несущей способности опорного основания (допускаемые давления составляют величину порядка 10 кПа, а машины для добычи высокопрочных каменных пород работают при давлениях на опорное основание порядка десятков МПа.

Как большое разнообразие условий работ горных машин, так и огромное число конструкций их движителей не позволяет охватить едиными закономерностями взаимодействие их с опорными основаниями. Поэтому в настоящей книге с целью единого подхода к процессам взаимодействия ходовых устройств с опорными основаниями выделяются следующие ситуации:

- деформируемое опорное основание – жесткий движитель (слабые грунты – металлический гусеничный ход, жесткие колеса; опорная база шагающего движителя);
- деформируемое опорное основание – жесткий движитель (железнодорожный ход, гусеничный ход на скальных породах);
- жесткое опорное основание – деформируемый движитель (пневматический колесный ход на дорогах с твердым покрытием или скальных породах);
- деформируемое опорное основание – деформируемый движитель (пневмоколесный ход в условиях бездорожья).

Под жесткими опорными основаниями и ходовыми устройствами понимаются не абсолютно твердые тела, а полупространства, деформации которых пренебрежительно малы по сравнению с их характерными размерами, и наоборот, деформируемыми считаются такие опорные основания и ходовые устройства, деформации которых сопоставимы с характерными размерами движителей и учитываются при их расчетах.

4.2 Трение между движителем и опорным основанием

Рассмотрим взаимодействие контактной площадки движителя с несущим основанием. Наружные поверхности колесных и гусеничных движителей периодически вступают во взаимодействие с опорной поверхностью и воспринимают при этом реакции последней. Контактные площадки движителей могут иметь различную форму от прямоугольной у гусеничных и колесных машин на жестких колесах до круглой или овальной - у машин на пневматических колесах.

Рассмотрим плоскую контактную площадку, нагруженную нормальной нагрузкой P и касательным к ней усилием T . на этой площадке выделим элемент площади ds , нагруженный давлением p и касательным напряжением τ (рис.4.1).

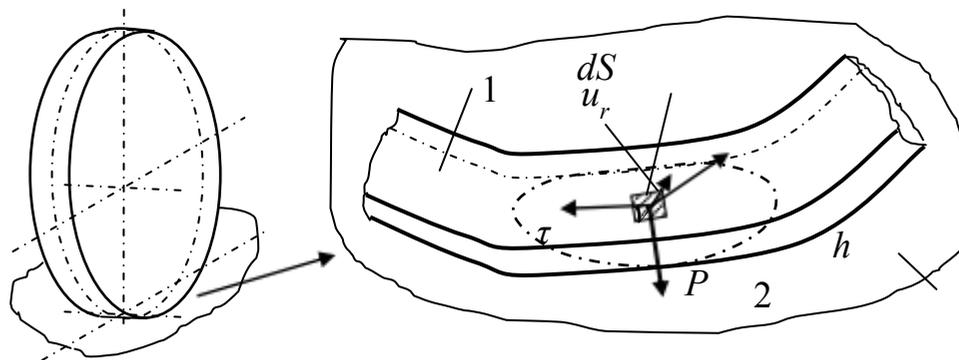


Рисунок 4.1 – К определению силы трения между движителем и опорной поверхностью

Если движитель скользит относительно опорной поверхности, то касательное напряжение между ними с учетом его противоположного направления можно определить формулой

$$\tau = -fp, \quad \frac{v}{v} \quad (4.1)$$

где f – коэффициент трения;

v – скорость скольжения движителя относительно опорной поверхности.

Эту скорость можно считать суммой двух скоростей, первая из которых – переносная, есть скорость скольжения всей контактной площадки движителя. Вторая составляющая скорость – относительная скорость возникает по нескольким причинам. К таким причинам, прежде всего, относятся различная величина смещений контактирующих точек движителя и опорной поверхности, вызванных нормальным давлением и другими причинами. Как визуальные наблюдения за взаимодействием ходовых устройств с опорными основаниями, так и многочисленные эксперименты показывают, что помимо нормальных к опорной поверхности и продольных деформаций (деформаций в направлении движения) соприкасающиеся элементы движителя и опорного основания испытывают и поперечные деформации. Величина этих деформаций зависит от физико-механических свойств материалов движителя и опорной поверхности, а также нагрузок между ними и скоростью их приложения. Особенно наглядно это проявляется при движении мобильных машин по грунтам с малой несущей способностью (болото, грунтовая дорога). Если физико-механические характеристики прочности материала движителя и опорного основания высоки, то поперечные деформации незначительны и ими чаще всего можно пренебречь, что обычно и делается. Однако, если они существенны и сопровождаются различными смещениями точек движителя и опорного основания, то на преодоление трения между ними в поперечном направлении затрачивается определенная мощность, зависящая как от величины сил трения, так и скоростей смещения. В первом приближении примем, что поперечные деформации связаны с нормальными посредством закона

Пуассона и перемещения контактирующих точек движителя и опорной поверхности по направлению совпадают, а трение между ними подчиняется закону Кулона. При таких предположениях эпюры напряжений между движителями и опорным основанием может иметь разную форму в зависимости от типа движителя и характера распределения внешних нагрузок, в первую очередь, сил тяжести.

Более подробно характер распределения давлений и деформаций движителя и опорного основания рассматривается в разделах, посвященных конкретным механизмам перемещения.

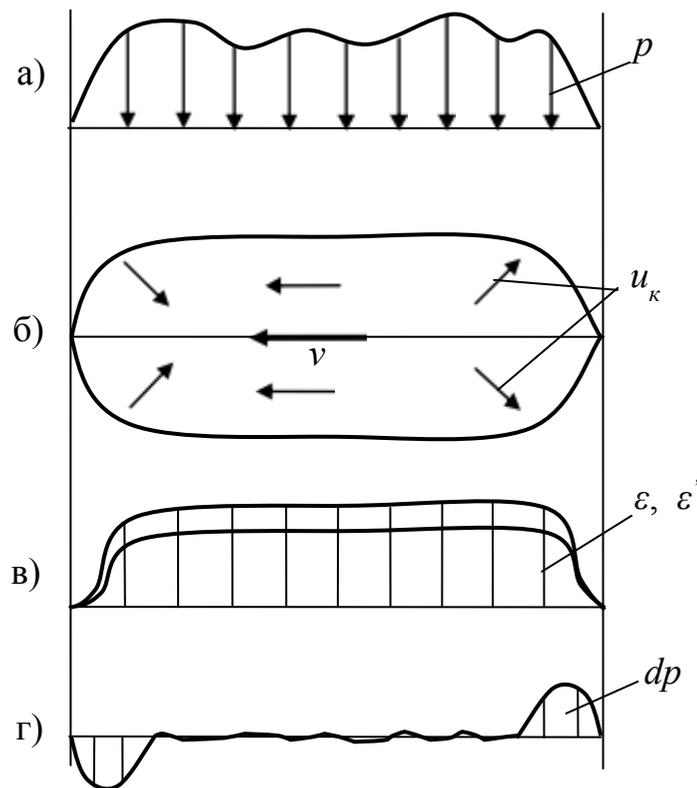


Рисунок 4.2 – Эпюры и схемы некоторых характеристик взаимодействия движителя с опорной поверхностью:

- а) – эпюра нормальных давлений; б) – переносная и относительная скорости; в) – относительные деформации; г) – относительные скорости.

В соответствии с ранее принятыми допущениями принимаем, что поперечные и нормальные относительные деформации движителя и опорного основания связаны закономерностью Пуассона

$$\varepsilon' = \mu \cdot \varepsilon, \quad (4.2)$$

где ε' - относительная поперечная деформация;
 μ - коэффициент Пуассона;

ε - нормальные к поверхности контакта движителя и опорного основания относительные деформации, а величина ε подчиняется закону Гука

$$\varepsilon = p E, / \quad (4.3)$$

где E - модули упругости контактирующих сред.

Обозначив через l_1' и l_2'' смещения контактирующих точек движителя и опорного основания в плоскости последнего, запишем (4.2)

$$u_k = l_1' \frac{dl_1'}{dt} - l_2'' \frac{dl_2''}{dt} \quad (4.4)$$

и учитывая, что

$$\frac{dl_1'}{dt} = \mu \frac{dl}{dt} \quad (4.5)$$

а

$$\frac{dl}{dt} = \frac{dl}{dp} \frac{dp}{dt} = \frac{d}{dp} \left(\frac{l}{E} \frac{dp}{dt} \right) \quad (4.5)$$

где l - размер деформируемых частей движителя и опорного основания по нормали к последнему, имеем после подстановки (4.5) в (4.4)

$$u_r = \frac{dp}{dt} \left(-\frac{l_1}{E_1} \mu - \frac{l_2}{E} \frac{1}{2} \right) \quad (4.6)$$

Вычисляя продольную составляющую силы трения между движителем и опорным основанием, запишем

$$T = \int \int f p \cdot \frac{v_c}{\sqrt{v_y^2 + v_{rx}^2}} dS \quad (4.7)$$

Так как по условию f и v_c постоянны, то (рис.4.2)

$$T = f v_c \int \int \frac{p dS}{\sqrt{v_y^2 + v_{rx}^2}} \quad (4.8)$$

В этом интеграле давление p и составляющие относительной скорости выражаются как некоторые функции координат площади контакта. Однако, если вместо p подставить ее некоторое усредненное значение, то сила трения между движителем и опорной поверхностью

$$T = f P_z \cdot \frac{v_c}{\sqrt{v_y^2 + v_{rx}^2}} \quad (4.9)$$

так как $\int \int p dS = P_z$

где P_z - сила нормального давления движителя на несущее основание.

При использовании для вычисления силы трения формулы (4.9) необходимо иметь в виду, что усредненное значение составляющей относительной скорости должно удовлетворять условию

$$\int \frac{pdS}{\sqrt{v_c^2 + \frac{2}{\rho x} \frac{2}{\rho} u_{rc}}} = \frac{P_z}{\sqrt{\frac{2}{\rho} u_{rc}}} \quad (4.10)$$

Анализируя формулу (4.6) следует отметить, что величина относительной скорости зависит от основных механических характеристик опорного основания и материала движителя, а также скорости изменения давления между ними. Учитывая это, а также то, что изменение давления по времени сопровождается его изменением по площади контакта и зависит от нормальной нагрузки, т. е.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial p}{\partial y} \frac{dy}{dt} \quad (4.11)$$

где x, y - координаты контактной площадки, причем $\frac{dx}{dt} = 0$; $\frac{dy}{dt} = v$,

v - скорость перемещения движителя, примем, что u_{rc} пропорциональна нормальному давлению и скорости движения

$$u_{rc} = \frac{\partial p}{\partial y} v \left(\frac{l_1}{E_1} - \frac{l_2}{E_2} \right) \quad (4.12)$$

Так как $\frac{\partial p}{\partial y}$ определяет распределение нагрузки по длине контактной площади между движителем и опорным основанием, то, приняв производную пропорциональной величины давления, получим

$$u_{rc} = k \cdot p \cdot v, \quad (4.13)$$

где k - некоторый коэффициент пропорциональности, учитывающий величину давления и физико-механические свойства движителя и опорного основания (коэффициент, конечно, требует экспериментального определения).

Таким образом, формулу (4.9) в окончательной форме представим следующим образом

$$T = \frac{P_z \cdot v_c}{fP \sqrt{v_c^2 + \frac{k P_z^2}{2}}} = fP \frac{v_c}{\sqrt{v_c^2 + \frac{P_z^2}{S^2} v^2}} \quad (4.14)$$

и будем пользоваться ею при определении силы трения между ходовыми устройствами горных машин и несущими основаниями. Эта формула дает нелинейную зависимость между силой трения и скоростью скольжения контактной площадки движителя, которая качественно представлена на рис.4.3.

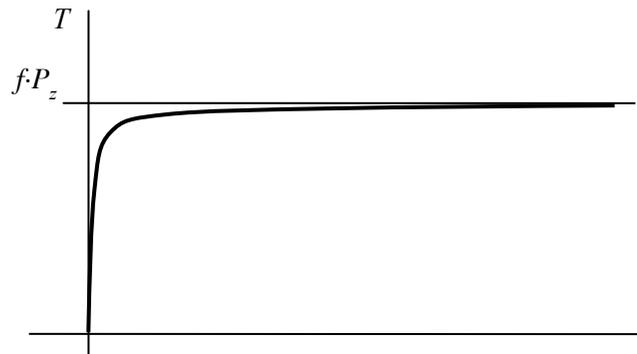


Рисунок 4.3 – Зависимость силы трения от скорости скольжения

Из (4.13) видно, что при возрастании v_c до значений на много больших, чем произведение $k \cdot r \cdot v$ значение силы трения совпадает со значением, которое дает формула Кулона. Кроме того, эта формула показывает, что сила трения нелинейно зависит от нормальной нагрузки на движитель и размеров его контакта с опорным основанием. При получении этой формулы приняты ряд допущений о форме поверхности контакта и упругих свойствах материалов движителя и опорного основания. Что делает ее приближенной. Тем не менее, она дает возможность оценки некоторых факторов на величину силы трения.

4.3 Колесные опорно-ходовые устройства горных машин

4.3.1 Колесо транспортного средства

Колесо транспортного средства – элемент движителя, состоящий из тела вращения, связанного с рамой машины посредством центральной оси, опирающегося оболочкой качения на несущее основание и предназначено для преобразования вращательного движения в поступательное.

Основная цель применения колес на транспортных средствах или на мобильных технологических машинах состоит:

- в активном режиме – преобразование приводного (крутящего) момента от двигателя в $M_{кр}$ в тяговое усилие P_T ;
- в пассивном – обеспечение минимального сопротивления движению μ прицепного (ведомого) модуля;
- направляющие – для управления направлением движения машины.

Тело качения по внешней оболочке может представлять собой:

1. цилиндр;
2. усеченный конус, в т.ч. спаренный;
3. центральный сегмент сферы или эллипсоида вращения;
4. тор;
5. многогранная прямая призма.

Оболочка качения бывает условно *жесткая* и *упругая* (деформируемая).

Современные колеса транспортных средств и большинства технологических машин имеют пневматические шины.

По наличию на внешней оболочке элементов сцепления с опорным основанием колеса бывают:

1. гладкие;
2. с плотным протектором;
3. со специальным протектором;
4. с развитыми грунтозацепами;
5. с направляющими ребрами или канавками.

В зависимости от количества степеней свободы опорной оси относительно рамы машины:

1. жестко закрепленное;
2. с упругой подвеской;
3. на качающемся рычаге;
4. с вертикальной, свободной осью поворота (рояльное);
5. направляющее, т.е. с рулевым механизмом поворота.

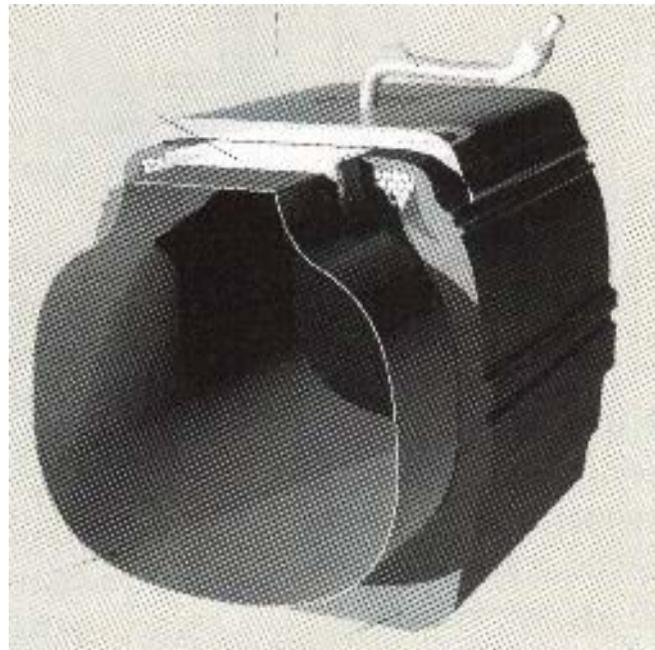
Опорное основание в зависимости от физико-

- жесткое;
 - деформируемое.
- механических свойств:

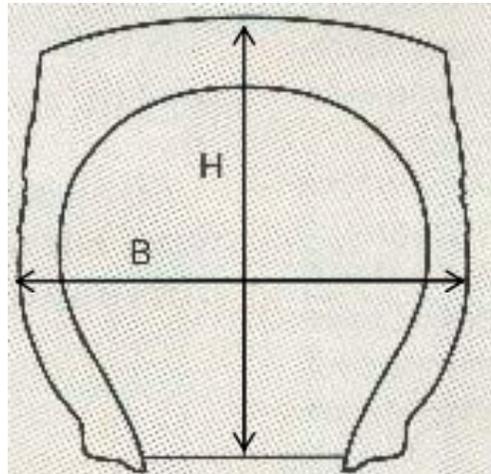
4.3.2 Комплектность и устройство шины

Пневматические шины являются одним из основных элементов колес. В процессе эксплуатации транспортных и технологических машин шины обеспечивают заданную грузоподъемность, устойчивость и управляемость на всех заданных скоростях, на мокрых и заснеженных дорогах, а также на технологических поверхностях, улучшенные тормозные характеристики и высокую комфортабельность при минимальном расходе топлива и шумообразовании.

В комплект пневматической шины входят: - покрышка;
- ездовая камера с вентилем;
- ободная лента (для грузовых).



По конфигурации профиля поперечного сечения, т.е. от соотношения высоты профиля (H) к ширине (B), подразделяются на:
- шины обычного профиля;
- широкопрофильные;
- низкопрофильные
- сверхнизкопрофильные.



Покрышка включает: каркас, брекер, протектор, боковины, борта.

Каркас – основа покрышки с одним или несколькими слоями обрешиненного корда с резиновыми прокладками.

Брекер – внутренняя деталь покрышки; расположен между каркасом и протектором; предназначен для смягчения ударных нагрузок при движении.

Протектор – наружная резиновая беговая часть покрышки с рисунком или развитыми грунтозацепами; обеспечивает сцепление с дорогой или опорным основанием и предохраняет каркас от повреждений.

Боковина – наружная резиновая деталь покрышки по боковым поверхностям; основной упругий элемент; предохраняет каркас от боковых наружных повреждений.

Борт – жесткая часть покрышки, обеспечивающая ее надежное крепление на ободе колеса.

По способу герметизации различают камерные и бескамерные шины. В бескамерных шинах по внутренней поверхности каркаса выполнен гермо-слой с заплечиками в зоне бортов.

4.3.3 Конструкции шин

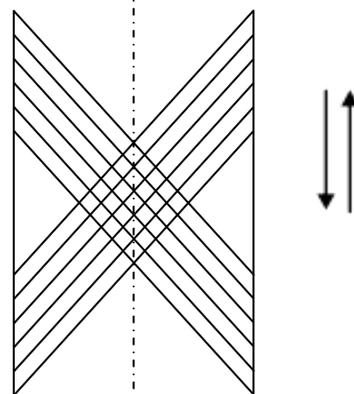
По типу конструкции различают диагональные и радиальные шины.

ДИАГОНАЛЬНЫЕ

В каркасе диагональных шин нити



корда каркаса и брекера в смежных слоях перекрещиваются и имеют в средней части беговой дорожки углы наклона от 45° до 60° по отношению к продольной оси.

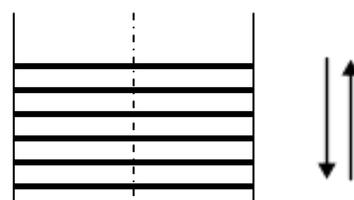


РАДИАЛЬНЫЕ



В радиальных шинах:

нити корда в каркасе расположены по меридиану под углом, близким к 0° ,



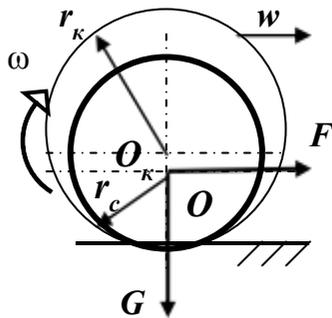
в брекерном поясе нити идут под углом не менее 65° , перекрещиваясь между собой в параллельных слоях. Брекер в современных шинах изготавливается из металлокорда.

Радиальные шины в настоящее время получили наибольшее применение на всех категориях транспортных средств, т.к. характеризуются повышенным пробегом, улучшенным сцеплением с дорогой, пониженным теплообразованием, низким сопротивлением качению, что в сочетании с уменьшенной массой позволяет сократить расход топлива.

Перспективной конструкцией считается цельнометаллическая шина типа (ЦМК), в которой каркас и брекер выполнены из металлокорда.

4.3.5 Режимы движения колеса

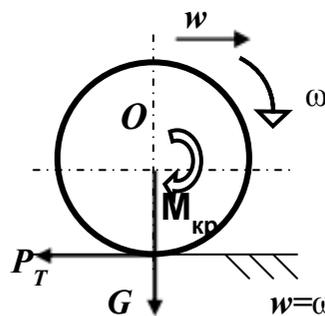
ВЕДОМЫЙ



O – ось вращения колеса; O_k – ось условного колеса
 $G=mg$ – нормальная нагрузка, H
 F – тяговое (толкающее) усилие, H
 $\mu = F/G$ – коэффициент сопротивления движению
 r_c и r_k – статический и кинематический радиусы, m
 ω – угловая скорость, rad/c

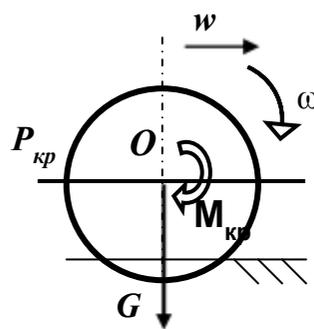
Движение с некоторым скольжением ε ($r > r_c$)
 $w = \omega r_k = \omega r_c (1 + \varepsilon)$, – поступательная скорость, m/c

ВЕДУЩИЙ



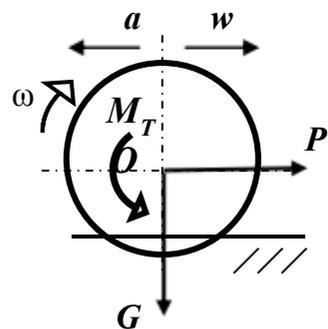
G – нормальная нагрузка, H
 M_{kp} – приводной (крутящий) момент, $H.m$
 $\phi = [P_T] / G$ – коэффициент сцепления (max)
 r_k и r_c – кинематический и статический радиусы
 ω – угловая скорость, rad/c
 Движение с некоторым буксованием δ , ($r_k < r_c$)
 $w_0 = \omega r_c$ – теоретическая (кинематическая) скорость, m/c
 $w = \omega r_k = \omega r_c (1 - \delta)$, – поступательная (действительная) скорость, m/c

ТЯГОВЫЙ



G – нормальная нагрузка, H
 M_{kp} – приводной (крутящий) момент, $H.m$
 P_{kp} – крюковое сопротивление, H
 $\phi = [P_T] / G$ – коэффициент сцепления (max)
 r_k и r_c – кинематический и статический радиусы, m
 ω – угловая скорость, rad/c
 Движение с некоторым буксованием δ , ($r_k < r_c$)
 $w = \omega r_k = \omega r_c (1 - \delta)$, – поступательная (действительная) скорость

ТОРМОЖЕНИЕ



G – нормальная нагрузка, H
 P – тяговое (толкающее, инерционное) усилие, H
 M_T – тормозной момент, $H.m$
 w – поступательная скорость, m/c
 ω – угловая скорость, rad/c ; при $\omega = 0$ – «юз»
 a – ускорение (замедление), m/c^2
 Движение со скольжением ε и замедлением a , ($r_k > r_c$)
 Характеризуется временем торможения и тормозным путем

4.3.6 Особенности и режимы движения колес

Колесные движители в виду их распространения во всех сферах народного хозяйства и высоких эксплуатационных качеств находят самое широкое применение в горных машинах для выполнения самых различных работ.

Основным элементом колесных движителей является колесо. Колеса классифицируются по различным признакам: конструкции, режимы и условия работы, назначение и т.д. различают колеса:

- пассивные (ведомые);
- активные (ведущие);
- жесткие;
- деформируемые.

Все колеса могут работать в различных режимах в зависимости от величин и соотношения нагрузок, действующих на них, а также от кинематических характеристик движителя. Кинематические характеристики движителя колеса обычно включают: действительную и теоретическую скорости, угловую скорость вращения, радиус качения, угол увода и некоторые другие параметры, которые используются в теории автомобильного транспорта, где чаще всего используются упругие пневматические колеса. Для выяснения физического смысла некоторых характеристик движения колес рассмотрим прямолинейное движение пневматического колеса (Рис. 4.4)

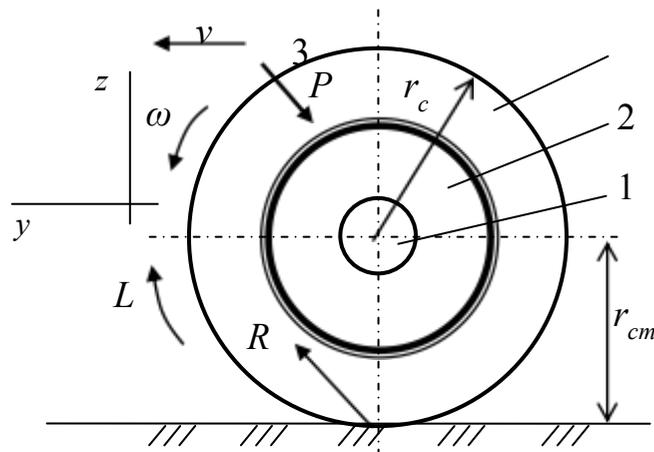


Рисунок 4.4 – Прямолинейное движение пневматического колеса и его основные элементы: 1 – ступица; 2 – обод (диск); 3 – шина

Ступицей колеса называют подшипниковый узел, служащий для передачи на него сил со стороны рамы машины и обеспечивающей передачу этих сил посредством тел качения. Обод – промежуточная, чаще всего жесткая, конструкция между ступицей и шиной, служащая для установки на ней шины. Для дальнейшего описания работы колеса введем следующие обозначения:

v – скорость поступательного движения оси колеса (действительная);
 v_T – теоретическая скорость;

r_c - свободный радиус колеса – радиус колеса при номинальном давлении воздуха в шине;
 r_{cm} - статический радиус колеса – расстояние от оси вращения колеса до опорной плоскости при номинальной нагрузке на него;
 ω - угловая скорость вращения колеса.

Нагрузки, действующие на колесо, разделим на две группы. К первой группе отнесем силы, действующие на него со сторон рамы и трансмиссии. Ко второй – нагрузки со стороны опорной поверхности. Нагрузки первой группы выразим главным вектором P и главным моментом M , а нагрузки второй – вектором R и моментом L . При равномерном движении колесо находится в равновесии под действием этих нагрузок. Основные кинематические характеристики движения определяются следующим образом.

$$v_T = \omega \cdot r_c \quad (4.15)$$

Действительная скорость движения

$$v = \omega \cdot r_k \quad (4.16)$$

Эта скорость определяется также как разность между теоретической скоростью и потерями скорости, т. е.

$$v = v_T - v_n \quad (4.17)$$

где v_n - потери скорости.

Таким образом

$$\omega \cdot \frac{r_k}{r} = \omega \cdot \frac{r_c}{r} - \omega \cdot \frac{v_n}{v} \quad \left| \frac{v_n}{v} \right| \quad (4.18)$$

или иначе

$$v = 1 - \left(\frac{v_n}{v} \right) = (1 - \varepsilon) \quad (4.19)$$

где величину ε называют коэффициентом буксования.

Величина потерь скорости зависит, прежде всего, от силы взаимодействия между колесом и опорной поверхностью, а также от их физико-механических свойств.

Из (4.4) и (4.5) имеем также соотношение между радиусом качения и свободным радиусом

$$r_k = r_c (1 - \varepsilon) \quad (4.20)$$

Более строго радиус качения определяется посредством, так называемого, радиуса свободного качения. Под этим радиусом понимается радиус качения колеса в таких условиях, когда продольная составляющая силы взаимодействия его с опорной поверхностью равна нулю.

Учитывая зависимость коэффициента буксования от передаваемой колесом силы тяги величину r_{jk} можно рассматривать как кинематическую характеристику движения, так и параметр, связывающий скорость движения с величиной нагрузок, передаваемых колесом. Соотношение между этими нагрузками определяет режим движения колеса. В общей теории работы колеса выделяют достаточно большое число таких режимов. Для горных машин основными являются ведущий, ведомый и тормозной. Это обусловлено, прежде всего, особенностями движения колесных машин в условиях горно-перерабатывающих предприятий. В соответствии с рис.4.1 ведущий режим характеризуется тем, что при движении колеса в этом режиме

$$M \neq 0; P_y \neq 0; R_y \neq 0, \quad (4.21)$$

в ведомом режиме

$$M \neq 0; P_y \neq 0; R_y \neq 0, \quad (4.22)$$

а в тормозном режиме

$$M \neq 0; P_y \neq 0; R_y \neq 0. \quad (4.23)$$

Особенностью работы колеса является то, что сила R_y является силой трения, причем ее величина при нормальных условиях работы колеса меньше предельной силы трения, определяемой законом трения Амонтона-Кулона. Важно также обратить внимание на то, что для ведущего колеса равнодействующая реакций опорной поверхности отклонена от оси колеса в направлении его движения, а для ведомого – наоборот, в противоположную сторону. При движении колеса в тормозном режиме, независимо от того, ведущее это колесо или ведомое, полная реакция опорной поверхности отклонена от его оси в сторону, противоположную движению.

Для движения колеса, как механизма, обладающего двумя степенями свободы (поступательное и вращательное независимые движения) движущей силой, обеспечивающей такие движения, является сила трения между колесом и опорной поверхностью. Это ещё раз подчеркивает тот факт, что силы трения, которые в своем большинстве являются вредными силами сопротивления движению, в некоторых механизмах являются необходимыми. При равномерном движении колесного движителя по практически недеформируемой опорной поверхности сила R_y равна силе трения. В тех случаях, когда движение сопровождается большими деформациями несущего основания, поверхность контакта движителя с опорной поверхностью не является плоскостью и сила трения распределена по этой сложной по форме поверхности.

4.3.7 Сопротивление движению колесных движителей

Как уже указывалось, при оценке взаимодействия движителей с опорными основаниями различаются несколько ситуаций в зависимости от их прочностных характеристик и характера деформаций. При движении колеса энергия, подводимая к нему от машины, расходуется на деформирование опорного основания и самого колеса. А также на преодоление трения между ними и в ступице колеса. При отсутствии буксования эта энергия тратится на деформирование основания, так как потери энергии в современных ступичных узлах ничтожно малы. В связи с этим сопротивление движению такого колеса целесообразно оценивать коэффициентом f_{κ} , который выражается отношением некоторой толкающей (тянущей) силы P_y для равномерного движения колеса, нагруженного нормальной опорной поверхностью силой P_z (Рис.4.5), т. е.

$$f_{\kappa} = \frac{P_y}{P_z} \quad (4.24)$$

Этот коэффициент может быть определен через плечо сопротивления качению (снос вертикальной реакции) $f_{\kappa} = \delta/R$.

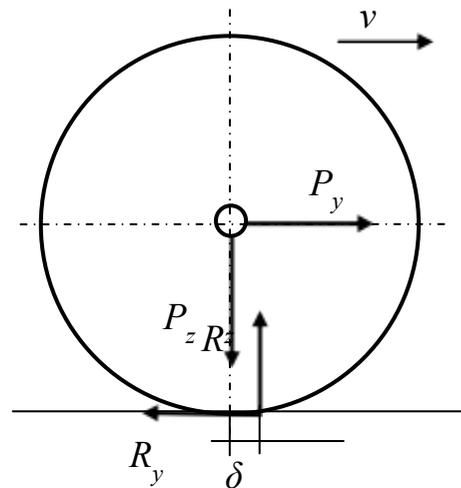


Рисунок 4.5 – К определению коэффициента сопротивления движению

Так как затраты энергии на движение колеса в основном связаны с деформированием его и несущего основания, то коэффициент f_{κ} можно представить в виде суммы

$$f_{\kappa} = f'_{\kappa} + f''_{\kappa}, \quad (4.25)$$

где f'_{κ} - выражает потери энергии на деформирование самого колеса;

f''_{κ} - то же на деформирование несущего основания.

Величина коэффициентов f_k' и f_k'' , а также соотношение между ними зависит прежде всего от физико-механических свойств колеса и несущего основания (см. рис.4.1). В большинстве случаев значения суммарного коэффициента f_k сопротивления движению колеса задаются в справочной литературе [,]. Вместе с тем, в некоторых случаях, особенно при создании машин для работы в нестандартных условиях, величину этих коэффициентов можно установить расчетным путем.

Взаимодействие жёсткого колеса с жёстким основанием характерно для железнодорожного транспорта, достаточно широко используемого в горном производстве. Для такого типа механизмов перемещения характерна незначительная величина коэффициента сопротивления качению, составляющая тысячные доли единицы. По справочным данным суммарный коэффициент сопротивления качению железнодорожных колес составляет 0,00 -0,000 .



Рисунок 4.6 – Железнодорожный состав на временных путях, проложенных на разрабатываемом торфяном месторождении

Наибольшее значение при выборе размеров и числа колес железнодорожных механизмов перемещения имеют контактные напряжения между колесом и рельсом. В основу методов расчета этих напряжений положены формулы Герца, определяющие размеры и форму поверхности соприкосновения при сжатии двух тел в условиях соблюдения закона Гука. Применительно к наиболее распространенным рельсам с головкой сложной цилиндрической формы (Рис.4.4) эти формулы имеют вид

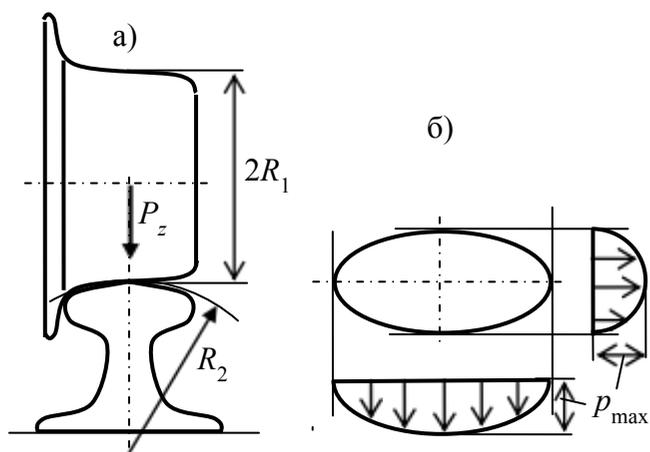


Рисунок 4.6 – Контакт колеса с рельсом:
 а) – основные геометрические размеры;
 б) – форма пятна контакта и эпюра давлений

$$p_{\max} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{P_z \hat{E}}{R(1-\nu)^2}} \quad (4.26)$$

$$h_0 = 1,5 \sqrt{\frac{P_z^2}{2ER}} \quad (4.27)$$

где E и R - приведенные модули упругости и радиус сжимающихся тел;

$$E = \frac{2E_1E_2}{2 + \frac{E_1}{E_2}} \quad (4.28)$$

$$R = \frac{2R_1R_2}{2 + \frac{R_1}{R_2}} \quad (4.29)$$

h_0 – общая деформация рельса и колеса;

h_1, h_2 - деформация соответственно колеса и рельса.

Радиус колеса и его прочность, должны быть такими, чтобы максимальное напряжение в пятне контакта не превышали допустимые. Допустимые контактные напряжения можно принимать равными твердости материалов по Бриннелю, умноженной на коэффициент запаса. Современные численные методы расчёта напряжений и деформаций при контакте колеса с рельсом [] позволяют получить более точные решения, чем по формулам, приведенным выше. Однако, при предварительных оценках влияния основных параметров колеса и рельса эти формулы дают более обозримые результаты. При движении жесткого колеса по деформируемой опорной поверхности (Рис.4.5)

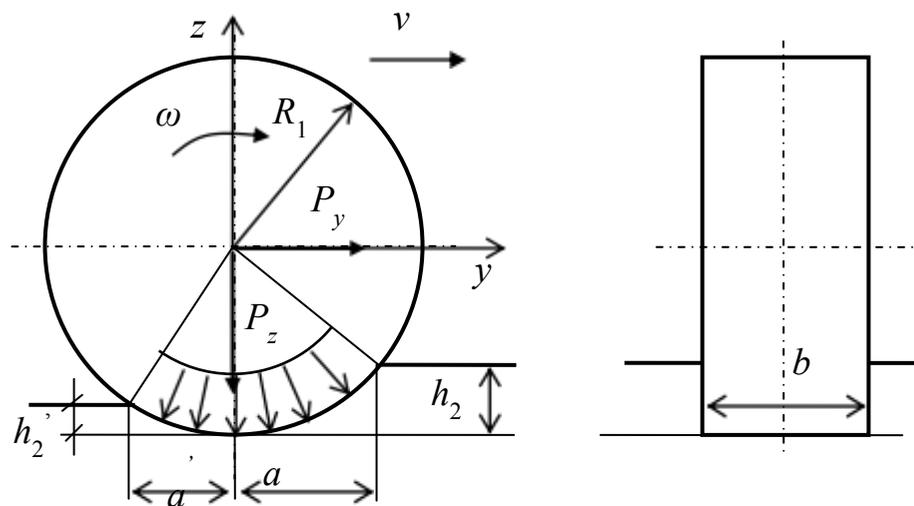


Рисунок 4.7 – Взаимодействие жесткого колеса с деформируемым основанием

Жесткие колеса применяются в качестве элементов опорно-ходовых устройств достаточно редко, например, ходовые устройства в некоторых дорожных и торфяных машинах. Изучению взаимодействия таких колес с деформируемыми грунтами посвящено большое количество исследований [,]. Здесь приведем некоторые расчётные зависимости, которые справедливы при давлениях между колесом и опорным основанием до 40 кПа []. В таких условиях коэффициент сопротивления движению ведомого колеса

$$f_{\kappa} = \frac{P_y}{P_z} \frac{\int p_H dS}{\int \frac{y}{z} dS} \quad (4.30)$$

где p_H - нормальное давление между колесом и грунтом;
 dS_y, dS_z - проекции элементов площади контакта на плоскости, перпендикулярные Oy и Oz .

Воспользовавшись величиной среднего давления и вынеся его за знак интеграла, получим

$$f_{\kappa} = \frac{\int dS_y}{\int \frac{y}{z} dS} \quad (4.31)$$

Так как $\int dS_y = b(h_2 - h_2')$ и $\int \frac{y}{z} dS = b \left(\frac{a+a'}{z} \right)$,

то

$$f_{\kappa} = \frac{2hh'}{aa'}, \quad (4.32)$$

где h_2, h_2' - полная и остаточная деформация несущего основания;
 a, a' - длины передней и задней относительно оси частей контакта.

В большинстве реальных условий работы колес величины h_2' и a' малы по сравнению с h_2 и a . Кроме того, восстановление геометрии несущего основания происходит спустя некоторое время после прохода колеса, поэтому задняя часть контакта колеса с грунтом оказывает незначительное влияние на условия равновесия с колесом. В связи с этим, величинами h_2' и a' в формуле (4.32) можно пренебречь. Тогда с небольшим увеличением значения f_{κ} можно приблизительно вычислить по приближенной формуле

$$f_{\kappa} \cong \frac{h}{a} \quad (4.33)$$

Так как (Рис.4.5)

$$a = R \sqrt{1 - (R_1 - h_2)^2} = 2R_1 \cdot h_2 \sqrt{h_2^2}, \quad (4.34)$$

то, пренебрегая квадратом значения h_2 , имеем

$$f_{\kappa} \cong \frac{h_2}{\sqrt{2R_1 h_2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{h_2}{R_1}} \quad (4.35)$$

Учитывая, что (4.35) дает несколько завышенные значения f_k целесообразно это учитывать поправочным коэффициентом k_f и пользоваться выражением

$$f_k = k_f \sqrt{\frac{h_2}{2R_1}} \quad (4.36)$$

где $k_f = 0,6 \div 0,9$ (его меньшие значения соответствуют менее жестким колесам).

Формула (4.36) может также использоваться и для определения коэффициента сопротивления качению пневматических колес по деформируемым опорным основаниям в тех случаях, когда деформации колес намного меньше, чем деформации несущих оснований. Обычно это имеет место при значительных внутренних давлениях в шинах. Большинство колесных пневматических движителей горных машин удовлетворяют этому условию. Исключение составляют лишь колесные движители высокой проходимости с большим внутренним давлением в шинах (меньше 20 кПа). В таких ситуациях имеет место значительное деформирование, как несущего основания, так и самого колеса. Для определения деформации пневматического колеса под нормальной к несущей поверхности нагрузкой используется несколько зависимостей []. Самая простая из них линейная, согласно которой

$$h_1 = \frac{P_z}{C_z} \quad (4.37)$$

где C_z - радиальная жесткость колеса (шины).

Значение C_z зависит от давления в шине и её конструкции. Ориентировочно в первом приближении её можно определить для нормальных условий работы шин используя справочные данные каталогов заводов-изготовителей

$$C_z \cong \frac{P_{zn}}{r_{cm} - r_c} \quad (4.38)$$

где P_{zn} - номинальная грузоподъемность^{cm} шины;

r_c, r_{cm} - соответственно свободный и статический её радиусы.

Значения P_{zn}, r_c, r_{cm} обычно приводятся в технических данных шин.

Деформации несущего основания (дороги) зависят как от его физико-механических характеристик, так и от размеров и формы пятна контакта, величины нормальных напряжений между колесом и опорной поверхностью, а также и от давления в шине. (Рис. 4.8).

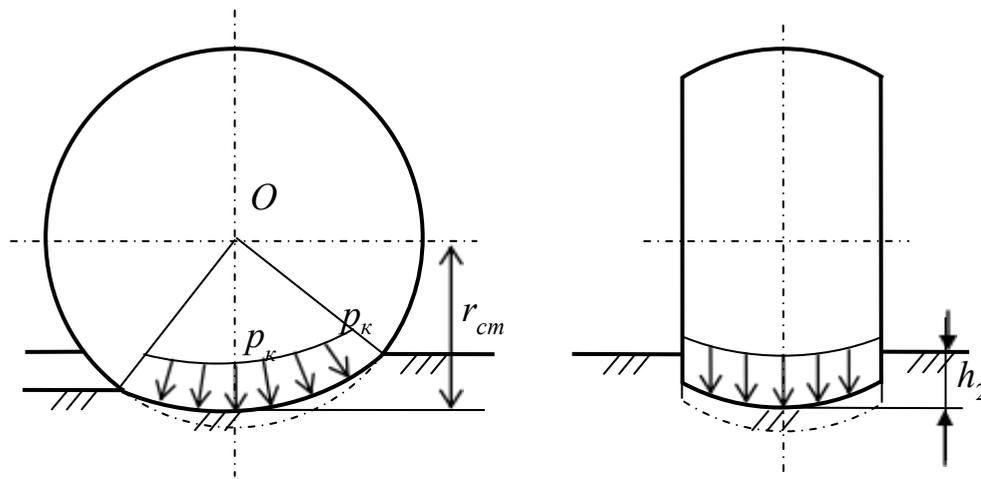


Рисунок 4.8 – Взаимодействие пневматического колеса с деформируемым несущим основанием

Максимальная нормальная деформация несущего основания может в этом случае вычисляться по формуле []

$$h^{2m} = \frac{2 \psi p_e r_2^2}{E \cdot 2} \quad (4.39)$$

где p_e - давление воздуха в шине.

Эта формула предложена проф. Ф.А. Опейко [] для определения деформаций торфяных залежей под колесными машинами на пневматических шинах. Средняя деформация несущего основания при этом принимается равной двум третьим от максимальной, т. е.

$$h_2^2 = \frac{2}{3} h^m = \frac{\sqrt{4}}{3E} \frac{P_c r_c^2}{2} \quad (4.40)$$

Приведенные зависимости получены на основании решений контактных задач теории упругости, полученных Герцем []. Реальные несущие основания, по которым перемещаются горные машины, различаются по своим физико-механическим свойствам как качественно, так и количественно. Это не позволяет охватить все возможные ситуации взаимодействия колеса с несущим основанием единой функциональной зависимостью. Поэтому существует много подобного типа зависимостей [, ,], которые в конкретных ситуациях дают более точные результаты. Более того, задача исчисления напряжений и деформаций в контакте колеса с несущим основанием реализована в ряде инженерных программных сред []. Вместе с тем, следует учитывать, что более сложные функциональные зависимости требуют большего числа физико-механических характеристик колеса и опорного основания, а численные способы исследования их взаимодействия сопряжены с большим объемом вычислений и обусловленной этим возрастанием погрешности результата. С целью оценки влияния основных характеристик пневматического колеса и несущего основания на величину деформации последнего в [] предлагается формула
$$h_2 = \frac{1}{E \sqrt{2}} \sqrt[4]{\frac{P_c}{z} r_c} \quad (4.41)$$

где $b = B/2$ /- ширина профиля шины.

4.3.8 Ядро сечения колесного движителя

Вертикальные нагрузки на каждое колесо движителя определяют обычно из условий равновесия или уравнений движения машины. При этом используют и различные другие условия, например, совместность деформаций шин и т.п.

Для простейшего двухосного колесного движителя (Рис. 4.9) нормальные к опорной поверхности нагрузки находятся из уравнений равновесия машины в вертикальной плоскости.

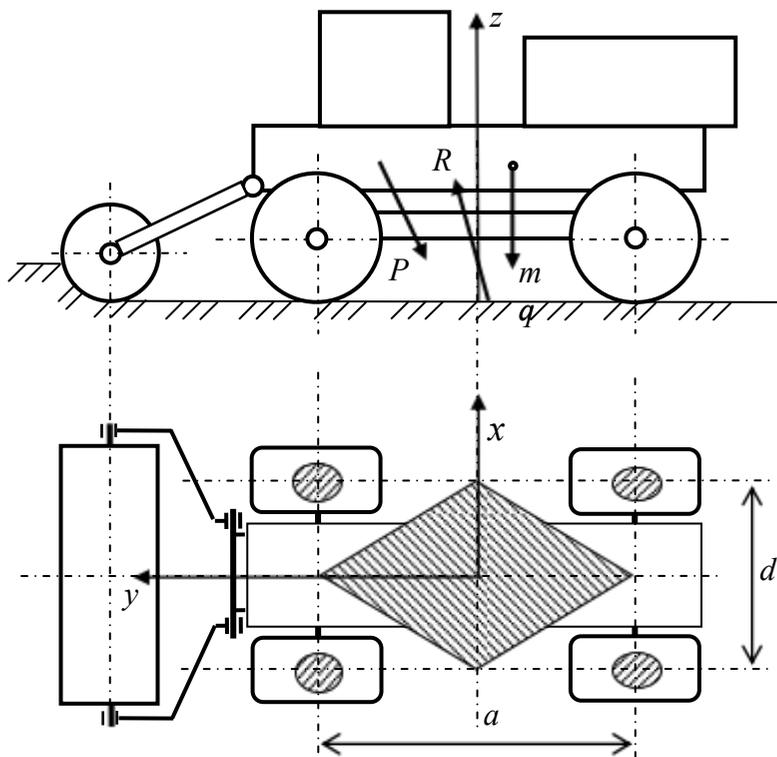


Рис. 4.9 - Расчетная схема двухосной машины

Эти условия записываются в виде

$$\sum_{i=1}^n P_{zi} \vec{R}_z \quad ,$$

$$\sum_{i=1}^n M_{Oy}(P_{zi}, R_{zi}) = 0 \quad (4.42)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{Ox}(P_{zi}, R_{zi}) = 0$$

где n – число колес ходового устройства машины;

P_{zi} – нормальная к опорной поверхности нагрузка на i -е колесо;

R_z – общая реакция опорной поверхности на машину (равнодействующая всех нормальных реакций колес);

x_d, y_d – координаты центра давления;

$M_{Oy}(P_{zi}), M_{Ox}(P_{zi})$ – моменты внешних сил относительно осей Ox и Oy .

Конкретный вид этих уравнений зависит от конструкции ходового устройства, подвески колес, вида рабочего оборудования и ряда других факторов, характер действия которых обычно учитывается в дополнительных уравнениях к системе (4.42).

Работа колесного движителя существенно зависит от распределения нагрузок по колесам, т. е. от положения центра давления.

На машину действует сила тяжести, нагрузки со стороны разрабатываемой породы P и реакции опорной поверхности на колеса. Под действием этих сил она находится в равновесии. Для нормальной работы ходового устройства необходимо, чтобы все колеса передавали нагрузку на опорную

поверхность. Выполнение этого условия обеспечивается тогда, когда центр давления находится в пределах ядра сечения опорной поверхности. Размеры и форма ядра сечения, в основном зависит от типа колес (жесткие, упругие) и подвески. Для определения его формы и размеров определим экстремальные значения давления по формуле (1.17)

$$p = \frac{P_{z0}}{S_0} \left| \frac{M_x}{W_x} \right| \left| \frac{M_y}{W_y} \right| \quad (4.43)$$

где P_{z0} – общая нормальная к опорной поверхности нагрузка машины на опорное основание;

S_0 – суммарная площадь контакта колес с опорной поверхностью;

M_x, M_y – моменты внешних сил относительно соответствующих осей;

W_x, W_y – моменты сопротивления опорной площади относительно тех же осей.

Для равных по площади контактных площадок двухосной машины

$$S_0 = 4 \cdot S_k, \quad (4.44)$$

где S_k – площадь контакта одного колеса.

Моменты сопротивления опорной площади движителя

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}, \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} \quad (4.45)$$

где I_x, I_y – моменты инерции опорной площади относительно соответствующих осей;

x_{\max}, y_{\max} – максимальные значения координат контактных площадок.

Моменты инерции, учитывая малость контактных площадок колес по сравнению с общими размерами опорной площади ходового устройства, вычисляем по упрощенным формулам

$$I_x = \frac{1}{4} \cdot S_k \cdot a^2; \quad I_y = \frac{1}{4} \cdot S_k \cdot d^2 \quad (4.46)$$

Примем $y_{\max} = a/2, x_{\max} = d/2$. Тогда

$$W_x = 2 \cdot a \cdot S_k; \quad W_y = 2 \cdot d \cdot S_k. \quad (4.47)$$

Учитывая, что $M_x = P_{z0} \cdot y_{\max}, M_y = P_{z0} \cdot x_{\max}$ и подставив эти значения, а также значения W_x и W_y в (5) и принимая во внимание то, что на границе ядра сечения $p_{\min} = 0$, имеем

$$0 = \frac{P_z}{4 \cdot S_k} - \left| \frac{P_y}{\frac{\partial y}{\partial m}} \cdot S_k \right| \left| \frac{P_x}{\frac{\partial x}{\partial m}} \cdot d S_k \right| \quad (4.48)$$

или

$$0 = \frac{1}{2} \left| \frac{y_{\partial m}}{a} \right| \left| \frac{x_{\partial m}}{d} \right| \quad (4.49)$$

где $x_{\partial m}$, $y_{\partial m}$ – координаты границ ядра сечения.

Соотношение (4.49) указывает на то, что контур ядра сечения колесной двухосной машины на жестких колесах ограничен прямыми линиями. Ядро сечения представляет собой ромб с диагоналями, равными d и a (см. рис. 4.9). Максимальные значения границ ядра сечения

$$x_{\partial \max} = \pm d/2, / y_{\partial \max} = \pm a/2. \quad / \quad (4.50)$$

Таким же образом определяем размеры ядра сечения трехосного и четырехосного хода (рис.4, а,б). Колесные машины на пневматических шинах и с упругой подвеской колес имеют ядро сечения другой формы и больших размеров. Поэтому допустимое положение центра давления для жестких колесных машин тем более допустимо для машин на пневматических шинах с упругой подвеской колес. Применяя формулу (4.43) для трехосной и четырехосной машин с жесткими колесами и повторяя последовательность определения размеров ядра сечения двухосной машины, имеем:

– для трехосной машины

$$I_x = \frac{a^2}{4} \cdot 4 \cdot S_k \quad ; \quad I_y = \frac{d^2}{4} \cdot 6 \cdot S_k \quad ; \quad (4.51)$$

$$W_x = 2 \cdot a \cdot S_k \quad ; \quad W_y = 3 \cdot d \cdot S_k$$

условие равенства нулю минимального значения p

$$0 = \frac{P_z}{6 \cdot S_k} \pm \left| \frac{P_y}{\frac{\partial y}{\partial m}} \cdot S_k \right| \pm \left| \frac{P_x}{\frac{\partial x}{\partial m}} \cdot d S_k \right|$$

или

$$\frac{1}{3} = \frac{y_{\partial m}}{a}, \quad \frac{2 \cdot x_{\partial m}}{3 \cdot d} \quad (4.52)$$

откуда

$$x_{\partial \max} = \pm d/3; / y_{\partial \max} = \pm a/3. \quad / \quad (4.53)$$

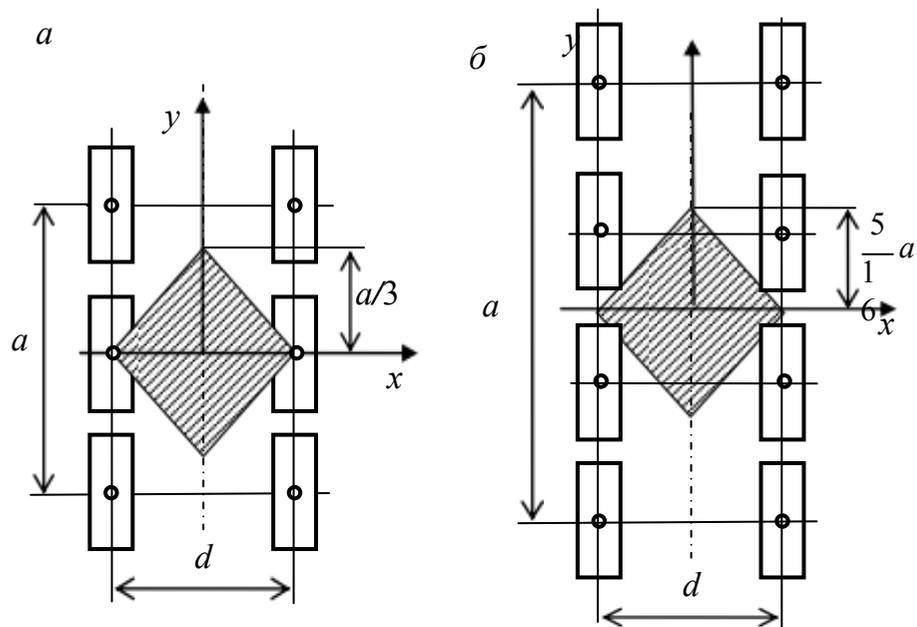


Рис. 4.10 - Ядра сечения трехосной (а) и четырехосной (б) машин

– для четырехосной машины

$$I_x = 4 \cdot \frac{aS_k^4}{4} + \frac{aS_k^2}{16} \cdot \frac{a^2}{4} = \frac{1}{4} \cdot a \cdot S_k \cdot \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 4 & 4 \end{pmatrix} \cdot \frac{5}{4} ;$$

$$W_x = \frac{5}{2} \cdot a \cdot S_k ;$$

$$I_y = \frac{d^2}{8} \cdot S_k^2 + \frac{d^2}{4} \cdot S_k^2 ;$$

$$W_y = 4 \cdot d \cdot S_k ;$$

$$0 = \frac{P_z}{8} \cdot \frac{1}{S_k} \pm \frac{2 \cdot P_y}{\partial M} \cdot \frac{1}{4} \pm \frac{P_x}{\partial M} \cdot \frac{1}{4} \cdot d \cdot S_k$$

$$x_{\text{dmax}} = \pm d/2; \quad y_{\text{dmax}} = \pm \frac{5}{16} \cdot a \quad (4.54)$$

Представляет практический интерес определение размеров ядра сечения колесного хода с шарнирным соединением переднего моста с рамой, задний мост к которой крепится жестко (рис. 5). Так как для колесного хода условие $p_{\text{min}} = 0$ равносильно условию равенства нулю нагрузки на одно из колес, то для определения размеров ядра сечения определим зависимость реакций опорной поверхности на все колеса от координат центра давления.

Суммарные реакции на колеса переднего и заднего мостов

$$R_n = P_{z0} \cdot \frac{d_1}{a}, \quad R_3 = P_{z0} \cdot \frac{d_2}{a} \quad (4.55)$$

где $R_n = R_{nl} + R_{nr}$ – общая реакция грунта на передний мост;

$R_3 = R_{3l} + R_{3r}$ – то же на задний мост;

$R_{nl}^3, R_{3l}^3, R_{nr}^3, R_{3r}^3$ – реакции опорного основания на колеса левого и правого бортов соответственно переднего и заднего мостов.

$$R_{nl}^3 + R_{nr}^3 + P_z = 0; \quad \frac{y}{a}; \quad (4.56)$$

$$R_{3l}^3 = \int_{-\frac{d_2}{2}}^{\frac{d_2}{2}} \frac{d_1}{2} \cdot \frac{ay}{a} \cdot \left(\right) \quad (4.57)$$

$$R_{3r}^3 = \int_{-\frac{d_2}{2}}^{\frac{d_2}{2}} \frac{d_1}{2} \cdot \frac{ay}{a} \cdot \left(\right)$$

Приравняв к нулю эти реакции, убеждаемся, что ядро сечения такого хода – прямоугольник со сторонами d_2 и a , т. е. максимально возможные координаты центра давления для такого колесного хода

$$x_{dmax} = \pm d_2; \quad y_{dmin} = 0; \quad y_{dmax} = a. \quad (4.58)$$

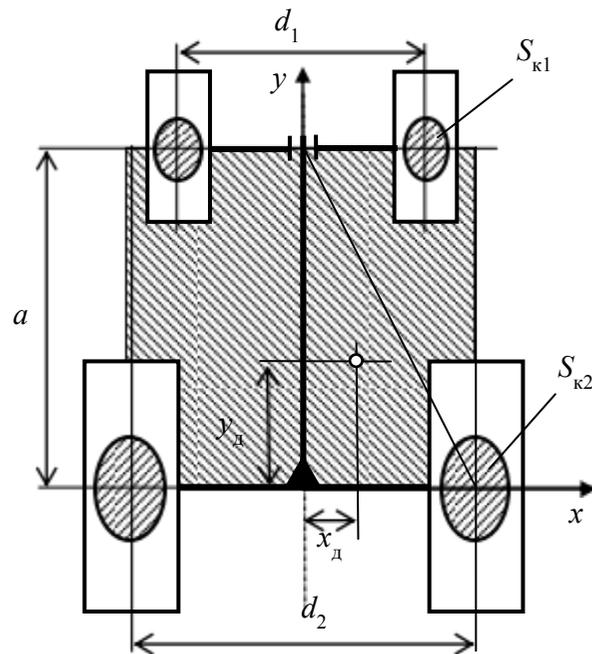


Рис. 4.11 - К определению размеров ядра сечения двухосного колесного движителя с шарнирным соединением переднего моста и рамы

Определим размеры пятна контакта колеса, считая, что величины P_{zi} определены.

Площадь пятна контакта колеса с опорным основанием зависит от его конструкции и величины нормальной нагрузки P_{zi} . Форма пятна контакта также весьма различна и может меняться от круга до прямоугольника. Чаще всего пятно контакта имеет форму овала и его площадь может быть определена по формуле

$$S_k = \pi \cdot a \cdot b, \quad (4.59)$$

где a и b - полуоси эллипса (реально это половины длины и ширины пятна контакта). Для практических расчетов размер b принимается равным половине ширины беговой дорожки шины, а размер a вычисляется по формуле

$$a = r_c \sqrt{1 - \left(\frac{r_c - h_k}{r_c}\right)^2}, \quad (4.60)$$

где r_c - свободный радиус колеса;

h_k - деформация шины.

Деформацию h_k шины можно вычислить, используя выражение

$$h_k = P_{zi} \cdot c_z \cdot \frac{1}{r_c} \quad (4.61)$$

где c_z - радиальная жесткость шины.

Значения радиальной жесткости шин зависит от типа и размеров шины, а также внутреннего давления воздуха. При номинальном давлении радиальная жесткость может быть найдена из справочных данных каталогов заводов-изготовителей шин, где обычно указываются номинальная грузоподъемность, давление воздуха в шине, свободный и статический радиусы. В этом случае радиальная жесткость

$$c_z = \frac{P_{zn}}{r_c - r_{cm}}, \quad (4.62)$$

где r_c - свободный радиус шины;

r_{cm} - статический радиус при нормальной нагрузке;

P_{zn} - номинальная грузоподъемность.

Определив давление колес на опорную поверхность $p = P_{zi} / S_k$ можно проверить возможность эксплуатации движителя в конкретных условиях. Чаще всего это делается сопоставлением расчетных давлений с допустимыми. На дорогах с твердым покрытием это требование обычно выражается допусковой нагрузкой на ось.

4.3.9 Мощность для передвижения колесного движителя

Необходимая для передвижения горной машины на колесном ходу мощность вычисляется по формуле

$$N = \frac{P_T v_T}{1000 \eta} \quad , \quad (4.63)$$

где P_T - суммарные тяговые усилия ведущих колес движителя;

v_T - теоретическая скорость движения;

η - КПД привода ведущих колес;

1000 – переводной коэффициент для получения результата вычислений в кВт.

Этот коэффициент будем использовать во всех случаях вычисления мощности, так как почти все механизмы в горных машинах потребляют мощности, величина которых составляет десятки, сотни и тысячи кВт, а входящие в формулу величины измеряются в системе СИ.

Суммарное тяговое усилие ведущих колес машины должно быть не меньшим, чем общая сила сопротивления движению, т.е.

$$P_T = \sum_{i=1}^n P_i \quad , \quad (4.64)$$

где P_i - отдельные составляющие общей силы сопротивления движению;

n - число составляющих сопротивлений движению.

Это число зависит от конкретных условий движения машины. Для горных машин, скорости движения которых, как правило, невелики, а пути перемещения расположены вне стационарной сети дорог, чаще всего необходимо учитывать следующие силы:

$P_1 = P_{z0} f_k$ - сила сопротивления деформированию несущего основания и колес;

$P_2 = m \cdot g \cdot \sin \varphi$ - составляющая силы тяжести, параллельная опорной поверхности, и возникающая при движении машины в гору (Рис.4.12);

m - масса машины;

φ - угол наклона опорной поверхности к горизонту.

P_3 – сила сопротивления, возникающая вследствие рабочих органов машины с горной породой (сопротивление подаче, крюковое усилие и т.п.);

$P_4 = C \cdot m \cong \frac{dv}{dt} \cdot C m \frac{v}{t_p}$ сила инерции, возникающая при разгоне машины,

где C – коэффициент, учитывающий разгон вращающихся масс;

t - время разгона.

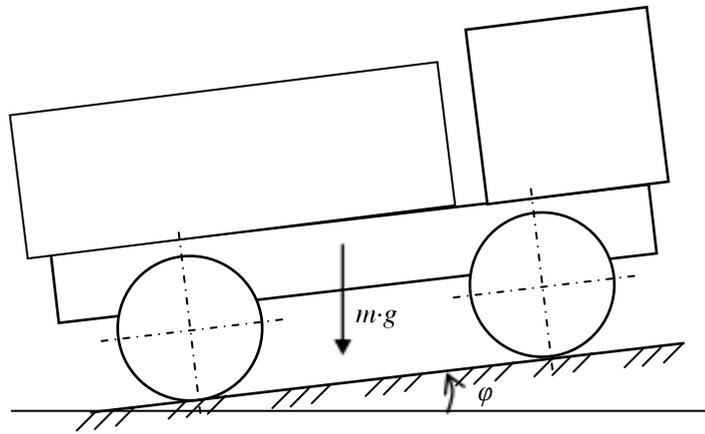


Рисунок 4.12 – Определение составляющей силы тяжести, параллельной опорной поверхности

4.3.10 Условия возможности передвижения машины на колесном движителе

Мобильные горные машины на колесном ходу работают в самых различных условиях. На возможности их передвижения могут оказывать влияние всевозможные ограничения: габаритные, маневренные, водные, тягово-сцепные и т.п. в реальных ситуациях передвижения машин их остановки как следствие невозможности передвижения происходят по двум основным причинам: недостаток мощности или буксование ведущих колес. Такие остановки бывают при не выполнении двух основных условий возможности передвижения.

Первое из этих условий выражается соотношением

$$N_{\text{д}} \geq N = \frac{P_{\text{т}}}{1000 \eta} \quad (4.64)$$

где $N_{\text{д}}$ – мощность, передаваемая от энергетических установок на ведущие колеса.

Второе условие заключается в отсутствии полного буксования ведущих колес, которое наступает при превышении необходимого суммарного тягового усилия предельной силы сцепления ведущих колес с несущим основанием. Выражение можно записать в виде

$$P_{\text{зб}} \cdot f + m \cdot g \cdot \sin \phi + P_{\text{к}} + C \cdot m \cdot f \leq \frac{v}{t_p} \cdot P_{\text{зб}} \quad (4.65)$$

где $P_{\text{зб}}$ – нормальная к опорной поверхности нагрузка, передаваемая ведущими колесами (сцепной вес);

f_c - коэффициент сцепления между движителем и несущим основанием.

Эти условия передвижения далеко не единственные, но, как правило, они должны соблюдаться во всех случаях. Представляет некоторый интерес ситуация, когда машина на колесном движителе перемещается на горизонтальной опорной поверхности равномерно при отсутствии силы P_3 . В этом случае $P_{z6} = m \cdot g$, и условие достаточности сцепления принимает вид

$$\phi \geq \frac{P}{f_{z6} \cdot m \cdot g} \quad (4.66)$$

а при полноприводном движителе, когда $P_{z6} = m \cdot g$

$$\phi_c \geq f_k \cdot k. \quad (4.67)$$

При определении мощности для передвижения железнодорожного колесного движителя, где коэффициент f_k очень мал (менее 0,01), необходимо учитывать и сопротивление в подшипниках колесных пар, т. е. при определении необходимого тягового усилия составляющая P_1 вычисляется по формуле

$$P_1 = (f_k + f_n) P_{z0}, \quad (4.68)$$

где f_n – коэффициент сопротивления в подшипниках колесных пар.

При определении силы сопротивления качению в обычных колесных движителях коэффициент f_n не учитывается ввиду его малости по сравнению с коэффициентом f_k .

4.3.11 Системы поворота колесных движителей

Горные мобильные машины, как правило, в процессе движения совершают маневры. При этом габариты пространства, в котором они перемещаются, ограничены. Поэтому к механизмам их перемещения предъявляются довольно жёсткие маневренные требования. Маневренные качества колесных движителей оцениваются, в первую очередь, угловой скоростью и радиусом поворота, а также габаритами полосы движения. В горных машинах на колёсном ходу используются системы поворота, которые можно классифицировать по принципам изменения направления движения. В этом смысле различают системы поворота (Рис. 4.12) за счёт:

- поворота колес одной или нескольких осей;
- поворота одной или нескольких осей, а также поворота полурам;
- разности скоростей вращения колес противоположных бортов.

Если используется первая система поворота (на рис. 4.13,а представлен её самый простой вариант), то радиус и угловая скорость поворота определяются соотношениями

$$\omega = \frac{v}{R} \quad ; \quad R = \frac{a}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (4.69)$$

где v – продольная составляющая скорости точки машины, лежащей на её продольной оси;

α – средний угол поворота управляемых колёс передней оси.

Колёсные машины с поворотными осями (Рис.4.13,б) используются гораздо реже по причине невысокой динамической устойчивости. Радиус и угловая скорость простейшего варианта такой системы определяется формулами (4.69), в которых угол α есть угол поворота оси относительно поперечной оси машины.

Схема поворота за счёт складывания полурам (Рис.4.13,в) используется в горных машинах сравнительно часто. Особенно это относится к погрузочно-доставочным машинам, как при открытой добыче, так и при подземных разработках месторождений полезных ископаемых. Радиус и угловая скорость поворота при симметричном относительно шарнира складывания полурам осей мостов, определяются выражениями

$$R = \frac{a}{2 \sin \frac{\beta}{2}} \quad (4.70)$$

$$\omega = \frac{v}{2 \sin \frac{\beta}{2}},$$

где v – продольная скорость мостов;

$a = a_1 + a_2$ – продольная база машины;

β – угол складывания полурам.

При использовании бортовой схемы управления поворотом радиус и угловая скорость соответственно

$$R = \frac{v_1 v_2}{\omega} \quad (4.71)$$

$$\omega = \frac{v_2 - v_1}{d},$$

где $v_2 = \omega_2 \cdot r_{k2}$, $v_1 = \omega_1 \cdot r_{k1}$ – продольные составляющие скоростей середин бортов;

ω_1 , ω_2 – угловые скорости вращения колёс левого (*отстающего*) и правого (*забегающего*) бортов;

r_{k1} , r_{k2} – радиусы качения колёс левого и правого бортов.

При совершении маневров колёсные движители тратят дополнительную мощность на их совершение. Эти дополнительные затраты зависят как от радиуса совершаемого поворота, так и системы управления поворотом.

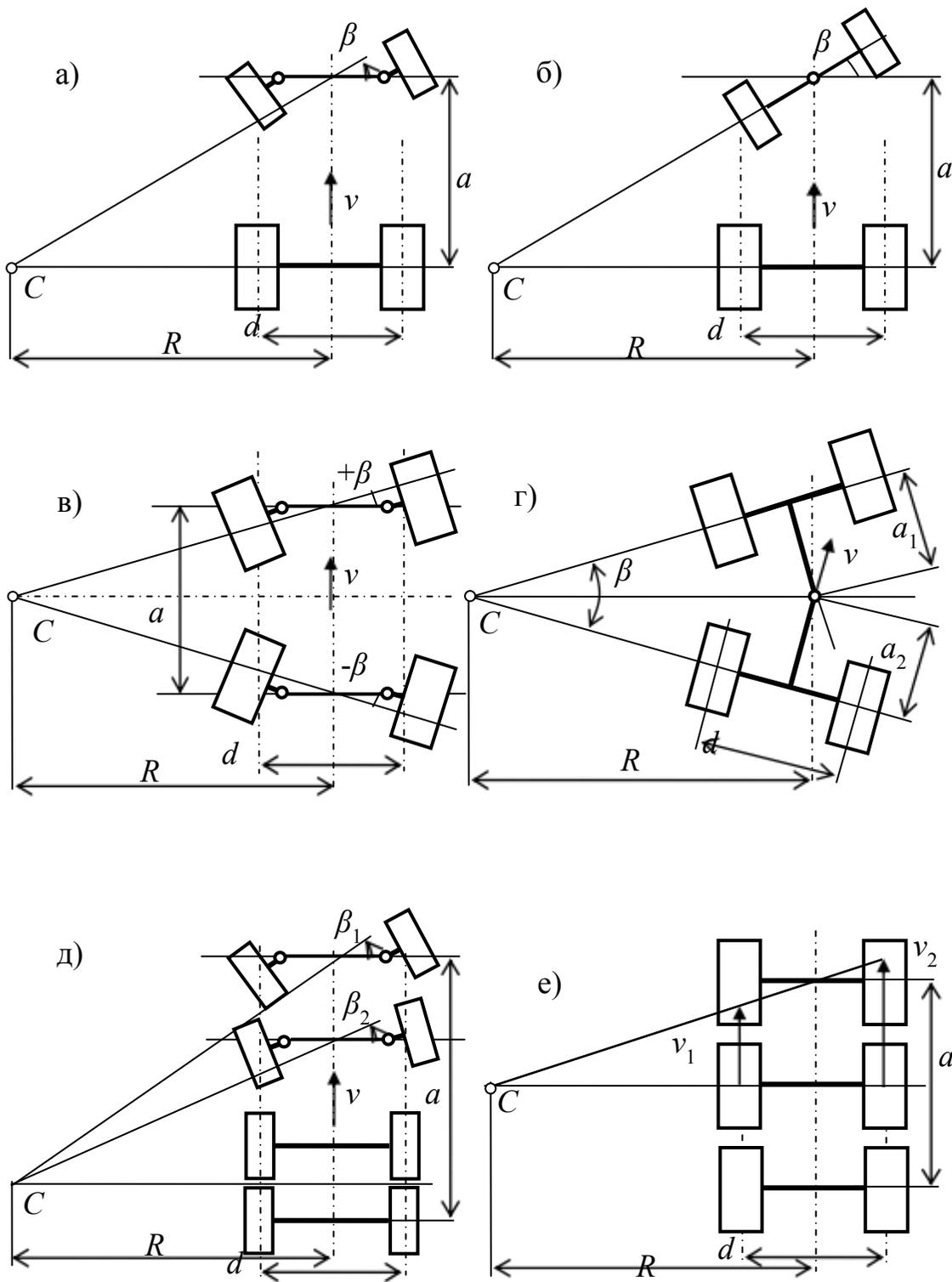


Рисунок 4.13 – Основные системы поворота колесных машин:

- а) – за счёт поворота колес; б) – за счёт поворота оси;
 в) – все колеса управляемые («кран»); г) – за счёт складывания полурам;
 д) – комбинированная схема; е) – бортовой поворот



Рисунок 4.14 - Вагон самоходный 5BC15М (схема «кран»)



Рисунок 4.15 - Самоходный вагон В15К (схема 6х3)

4.4 Гусеничные движители

4.4.1 Принципиальные схемы и принцип действия

В горных мобильных машинах гусеничные движители – самый распространенный механизм перемещения. Зачастую подачу органов разрушения массива породы также осуществляют с помощью этого механизма. Его принципиальная схема приведена на рис.4.14.

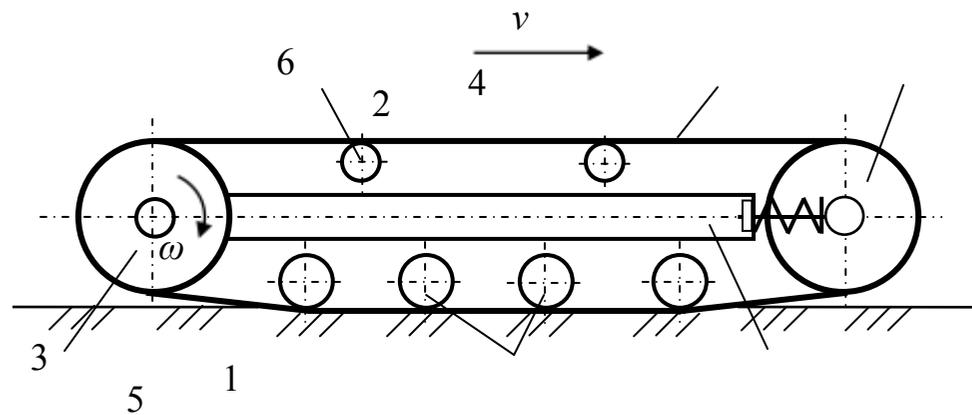


Рисунок 4.14 – Принципиальная схема гусеничного движителя:

1 – рама; 2 – гусеничная цепь; 3 – ведущая звездочка;
4- натяжное колесо; 5 – опорные катки; 6 – поддерживающие ролики

Широкое распространение гусеничных движителей в качестве опорно-ходовых устройств горных машин обусловлено их хорошими тягово-сцепными и маневренными качествами, а также высокой проходимостью по опорным основаниям с малой несущей способностью. Гусеничные движители различаются и классифицируются по нескольким признакам и делятся на активные и пассивные: одноопорные и двухопорные; с жесткой и балансирной упругой подвеской опорных катков; с передним и задним расположением ведущих звездочек; с планетарным и дифференциальными механизмами поворота и т.д. При изучении гусеничных движителей будем опираться на теоретические основы работы таких движителей, разработанные в БНТУ проф. Ф.А. Опейко [4.1] и нашедшие применение в решении различных прикладных задач, особенно, связанных с поворотом таких движителей.

4.4.2 Основные математические соотношения

Перемещение движителя осуществляется за счет перематывания гусеничных цепей относительно рамы. При этом различают действительную и теоретическую скорости движения, которые, как и для колесного движителя, связаны соотношением

$$v = v_T(1 - \varepsilon). \quad (4.72)$$

Теоретическая скорость v_T равна скорости перематывания гусеничных цепей

$$v_T = u,$$

где $u = \omega_{36} \cdot r_{36}$;

ω_{36} – угловая скорость ведущей звездочки;

r_{36} – делительный радиус ведущей звездочки.

При отсутствии буксования движителя действительная скорость совпадает с теоретической. В действительности буксование присутствует всегда, но при движении по жестким опорным основаниям без каких-либо значительных внешних нагрузок величина буксования очень мала и им можно пренебречь при рассмотрении кинематики. Однако в соответствии с выводом раздела 4.2 величина буксования в значительной степени определяет силу трения между гусеницей и опорной поверхностью. Взаимодействие между гусеницами опорной поверхностью характеризуется еще рядом силовых параметров, среди которых наиболее часто используются такие, как среднее и экстремальные значения нормальных давлений, тяговые усилия гусеничных лент, сила сопротивления движению и т.п.

4.4.3 Мощность для передвижения гусеничного движителя

Для определения мощности и условий возможности движения машины на гусеничном движителе необходимо знать тяговые усилия гусеничных лент, так как мощность для прямолинейного передвижения машины, приведенная к энергетической установке, выражаемая в кВт, и определяется по формуле

$$N = \frac{T_T \cdot v_T}{1000 \cdot \eta} \quad (4.73)$$

где T_T - суммарное тяговое усилие гусеничных лент;

v_T - теоретическая скорость передвижения;

η - КПД привода гусеничного движителя.

Тяговые усилия гусеничных лент

Суммарное тяговое усилие гусеничных лент должно уравновешивать все силы сопротивления движению, т.е.

$$T_T = \sum_1^n P_i, \quad (4.74)$$

где n – число сил сопротивления движению;

P_i – i -я сила сопротивления движению.

Среди этих сил чаще всего выделяют следующие:

сила сопротивления движению опорного основания;

$$P_1 = 2f_0 \cdot p \cdot a \cdot b, \quad (4.74)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления деформированию несущего основания. Этот коэффициент в свое время проф. Ф.А. Опейко называл коэффициентом сопротивления мятию грунта и представил его суммой двух составляющих f_0' и f_0'' , которые отражают сложный характер деформации несущего основания между опорными катками;

$P_z = \frac{P}{2 \cdot ab}$ - среднее давление гусениц на опорное основание;

P_z – проекция на нормаль к опорной поверхности равнодействующей внешних сил, действующих на машину;

a, b – размеры опорной площадки гусеницы.

$P_2 = 2f_k \cdot p \cdot a \cdot b$ - сила сопротивления, обусловленная внутренними потерями в гусеничном обводе;

f_k - коэффициент сопротивления, учитывающий внутренние потери в гусеничном обводе, прежде всего, сопротивление качению опорных катков по гусеничным лентам;

P_3 - сила сопротивления движению, вызванная взаимодействием рабочих органов с массивом горной породы, а также сопротивлением движению прицепных машин;

$P_4 = K' \cdot T_0$ - сила сопротивления движению, вызванная трением опорных катков о направляющие гусеничных лент.

T_0 – боковая сила, действующая на машину, например сила ветра или составляющая сил тяжести при работе машины на косогоре.

$P_5 = c \cdot m \cdot \frac{dv}{dt}$ - составляющая силы сопротивления, необходимая для разгона машины при её трогании;

c – коэффициент, учитывающий разгон вращающихся масс привода гусеничного движителя (можно принимать равным 1,01...1,05).

m – масса машины;

$\frac{dv}{dt}$ - ускорение машины при её разгоне; это ускорение можно вычислить по упрощенной формуле

$$\frac{dv}{dt} \cong \frac{v_p}{t_p} \quad (4.75)$$

где t_p – время разгона машины;

$P_6 = m \cdot g \cdot \cos \varphi$ - сила сопротивления, вызванная составляющей силы тяжести, параллельной опорной поверхности;

φ – угол наклона опорной поверхности.

Кроме этих сил могут действовать и другие силы, например, сила ветра и т.п.

Таким образом, чтобы определить мощность для передвижения горной гусеничной машины по прямой надо знать значения ряда коэффициентов, часть которых можно найти в справочной литературе [], а часть можно определить и расчетным путем.

4.4.3 Коэффициент сопротивления деформации несущего основания

Так, например, коэффициент f_0 сопротивления деформированию опорного основания зависит от прочностных свойств и величины его деформации. Для его определения рассмотрим работу, затрачиваемую гусеницей на деформирование грунта при ее перемещении на расстояние l (Рис.4.15).

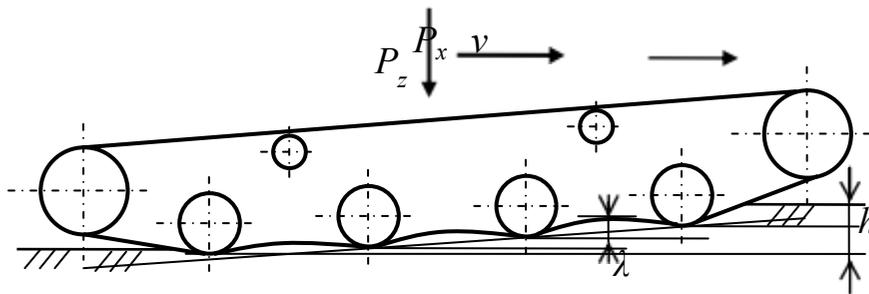


Рисунок 4.15 – К определению коэффициента сопротивления деформированию грунта

Работа этой силы

$$A = P_1 \cdot l. \quad (4.77)$$

С другой стороны, работу, затраченную на деформирование грунта, можно выразить как

$$A = \int_0^l p \cdot dV = p \cdot b \cdot l \cdot h + \sum_{i=1}^n p_i \cdot \lambda_i \cdot b, \quad (4.78)$$

где $p = \frac{P}{ab}$ - среднее давление гусеницы на опорное основание;

P_z – нормальная к опорной поверхности нагрузка, передаваемая гусеницей на опорное основание;

p_i – давление под опорными катками;

λ_i – стрела провеса гусеничной ленты между соответствующими опорными катками.

Так как коэффициент сопротивления деформированию несущего основания представляет собой отношение

$$f_0 = \frac{P}{\sum p_i \cdot \lambda_i}, \quad (4.79)$$

то, приравняв 4.77 и 4.78 и учитывая, что $P_z = p \cdot a \cdot b$, имеем

$$f_0 = \frac{h}{\sum_{i=1}^n p_i \cdot \lambda_i}. \quad (4.80)$$

Приравняв $p_i = p$ и $\sum \lambda_i = (z^a - 1) \cdot \frac{pa}{z^a}$, запишем

$$f_{\delta} = \frac{h\lambda}{a} \quad (4.80)$$

где z – число опорных катков;

λ – среднее значение стрелы провеса гусеничной ленты между опорными катками.

Формула 4.00 указывает на влияние числа опорных катков на величину коэффициента сопротивления деформированию грунта. В реальных машинах второй член в (4.80) намного меньше первого, поэтому в предварительных расчетах можно принимать

$$f_{\delta} \cong \frac{h}{a} \quad (4.81)$$

Остальные коэффициенты, входящие в расчетные формулы для определения сил сопротивления движению гусеничного движителя, чаще всего определяются по результатам специальных экспериментов и приводятся в специальной литературе [].

Коэффициент сопротивления деформированию несущего основания удобно представить в виде суммы двух составляющих, первая из которых выражает силу сопротивления из-за действия внешних сил, а вторая отражает внутренние силы, т.е. горизонтальные напряжения в опорном основании. Таким образом, можно записать

$$f_{\delta} = f_{\delta}' + f_{\delta}'' \quad (4.82)$$

где f_{δ}' и f_{δ}'' – составляющие коэффициента f_{δ} .

Для выяснения физического смысла коэффициентов f_{δ}' и f_{δ}'' , рассмотрим напряженное состояние несущего основания в промежутке между двумя соседними опорными катками гусеницы пассивного движителя.

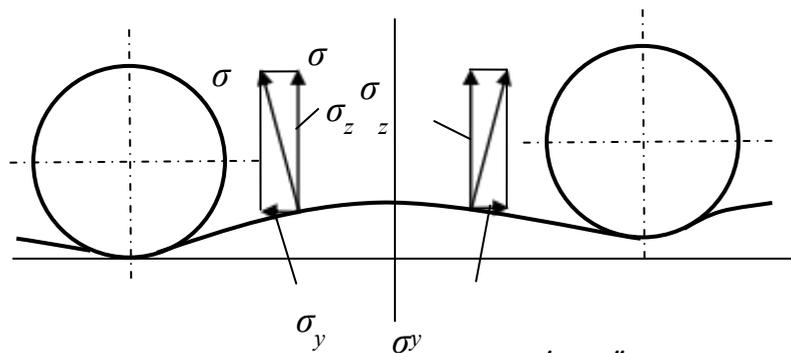


Рисунок 4.16 – К влиянию составляющих f_{δ}' и f_{δ}'' коэффициента f_{δ} .

Рассматривая две симметричные относительно середины пролета точки и считая, что в этих точках на гусеницу со стороны несущего основания действуют равные напряжения, запишем

$$\int_f \tilde{\sigma}_z P_z; \quad \int_f \sigma_y 0$$

где σ_z и σ_y – проекции напряжения, действующего на гусеницу;

P_z - нормальная к опорной поверхности нагрузка, действующая на опорное основание со стороны гусеницы.

Однако энергия, подводимая к гусенице, тратится на преодоление всех напряжений. Поэтому представление f_σ в виде суммы двух составляющих отражает различный характер сил сопротивления деформации несущего основания.

4.4.4 Распределение давления на несущее основание и его деформации

Давление, которое оказывает гусеничный движитель на несущее основание, является его весьма важной характеристикой и, зачастую, определяет область его применения. Величина давления зависит как от конструктивных размеров гусеничного движителя, массы машины и других нагрузок, действующих на машину. Среднее давление гусеничного движителя на несущее основание

$$P_z = \frac{F}{2 \cdot ab}, \quad (4.84)$$

где F_z – проекция равнодействующей всех внешних сил на ось, перпендикулярную опорной поверхности.

Максимальные и минимальные давления определяют по формулам (1.17). Входящие в эти формулы моменты сопротивления опорной поверхности зависят от конструктивных особенностей движителя: типа подвески опорных катков, их числа, способа соединения гусениц с рамой машины. Рассмотрим наиболее распространенные жесткие одно- и двухопорные гусеничные движители.

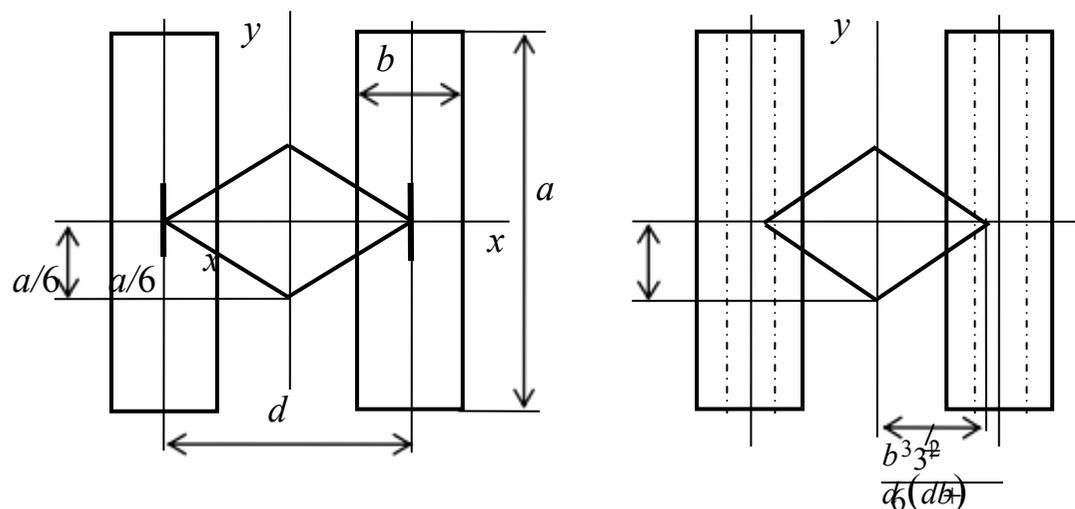


Рисунок 4.17 – Ядро сечения основных типов гусеничных движителей:

а) - одноопорный движитель; б) - двухопорный движитель

Для жесткого одноопорного движителя моменты сопротивления опорной площади с учетом того, что давление по ширине гусениц не меняется, определяются по формулам

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{(ab) \cdot \frac{d^2}{12} + ab \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2}{3} \quad (4.85)$$

$$W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{2ab \cdot \frac{d^2}{4}}{d/2} = abd \quad ;$$

где I_x и I_y - моменты инерции опорной площади относительно соответствующих осей;

$y_{\max} = a/2$, $x_{\max} = d/2$ - максимальные координаты точек опорной площади.

$$M_x = F \cdot y_d \quad (4.86)$$

$$M_y = F \cdot x_d$$

где x_d , y_d - координаты центра давления.

Имеем

$$p_{\max 2} = \frac{F}{2ab} \cdot \frac{3y_d}{ab \cdot d} + \frac{Fx_d}{abd} = \left[p \left(6 \frac{d^2}{2a} \frac{y_d}{a} - \frac{x_d}{d} \right) \right] \quad (4.87)$$

$$p_{\min 2} = \frac{F}{2ab} \cdot \frac{-3y_d}{ab \cdot d} - \frac{Fx_d}{abd} = \left[p \left(6 \frac{d^2}{2a} \frac{y_d}{a} - \frac{x_d}{d} \right) \right]$$

Приравняв к нулю последнее выражение, получим уравнение линии, охватывающей ядро сечения жесткого одноопорного гусеничного хода

$$1 - 6 \frac{d^2}{2a} \frac{y_d}{a} + \frac{x_d}{d} = 0 \quad (4.88)$$

где x_{d0} , y_{d0} - координаты границы ядра сечения.

Это уравнение указывает на то, что ядро сечения ограничено прямыми линиями и представляет собой ромб с координатами вершин $x_{d\max} = \pm \frac{d}{2}$

$y_{d\max} = \pm \frac{a}{6}$ (рис.4.17). При этом ядро сечения включает, как указывает проф.

Ф.А. Опейко, два отрезка прямых длиной $\frac{a}{3}$ на осях гусениц.

У двухопорного жесткого гусеничного движителя давление изменяется как по длине, так и по ширине гусениц, а моменты сопротивления опорной площади (см.рис.4.17) равны

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{(dba) \cdot dba \cdot \left(\frac{3}{2}\right) \cdot ab}{12 \cdot \frac{d}{2}} \quad (4.89)$$

$$W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{ad \left[\frac{(b-d)^2}{12} + \frac{(b+d)^2}{12} \right]}{2} = \frac{ab \left(\frac{b+d}{3} \right)}{2}$$

Воспользовавшись теперь формулами (1.17) и учитывая (4.89), запишем условие равенства нулю минимального значения давления

$$0 = \frac{F_z}{ab^2} - \frac{3F_z \cdot \left(\frac{F_x db}{2} \right)}{ab \cdot \left(\frac{3}{2} + ab(b-d) \right)} \quad (4.90)$$

или

$$0 = \frac{1}{2} - \frac{3y_0}{3a} - \frac{x_0 db}{b \cdot \left(\frac{3}{2} + ab(b-d) \right)}$$

Из этого соотношения заключаем, что контур ядра сечения ограничен прямыми линиями и его точки на осях Ox и Oy , т. е. принимая попеременно $x_0 = 0$ и $y_0 = 0$, убеждаемся, что ядро сечения – ромб с вершинами на этих осях. Максимальные и минимальные значения вершин ромба при этом равны

$$x_{0 \max} = \pm \frac{b^2 \cdot \frac{3}{2}}{6 \cdot ab} \quad y_{0 \max} = \pm \frac{a}{6} \quad (4.91)$$

Размеры и форма ядра сечения для других конструктивных схем гусеничных движителей приведены в работах []. Следует заметить, что рассмотренные конструктивные и приведенные в [] схемы далеко не исчерпывают все разновидности конструкций гусеничных движителей. Однако размеры и форма ядра сечения их опорных площадей, как правило, превышает таковые для других схем движителей. Деформация несущего основания под гусеничным движителем может быть рассчитана по зависимостям проф. Ф.А. Опейко, которые получены на основании формулы Герца. Для гусеничных машин эта зависимость имеет вид

$$h_2 = \frac{p}{E_2} \sqrt[3]{ab^2} \quad (4.92)$$

где h_2 – средняя деформация несущего основания под гусеницей;
 p – среднее давление по площади контакта.

Максимальная и минимальные деформации соответственно

$$h_{2\max} = \frac{p_{\max}}{ab^2 E} \sqrt[3]{2} ; \quad h_{2\min} = \frac{p_{\min}}{E} \sqrt[3]{\frac{ab^2}{2}} , \quad (4.93)$$

где p_{\max} и p_{\min} - максимальное и минимальное давления в пятне контакта.

4.4.5 Условия возможности прямолинейного движения гусеничного движителя

Как и для горных машин на колесных движителях прямолинейное движение машины на гусеничных движителях возможно при выполнении двух основных условий:

- достаточности мощности;
- достаточности сцепления.

Первое из этих условий записывается точно так, как и для колесных движителей

$$N \geq N_{\text{т}} = \frac{T_{\text{т}}}{1000 \eta} , \quad (4.94)$$

где $N_{\text{т}}$ – мощность энергетических установок, передаваемая на гусеничный движитель.

Для записи второго условия необходимо разделить силы сопротивления передвижению на внутренние и внешние, т.е. на силы сопротивления, действующие внутри гусеничного движителя, и внешние силы сопротивления движению (рис.4.18).

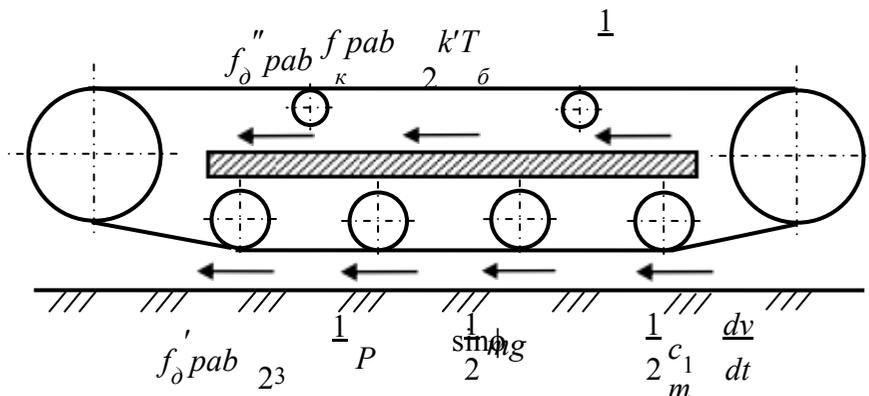


Рисунок 4.18 – Схема сил, действующих на гусеничный движитель при движении по прямой

При составлении этой схемы принято, что внешние силы сопротивления движению воспринимаются гусеницами поровну. Если теперь учесть место приложения сил сопротивления движению, то условие достаточности сцепления для гусеничного движителя можно записать в виде

$$2f'_0 \cdot p \cdot a \cdot b + P_3 + m \cdot g \cdot \sin \phi + C_1 \cdot m \cdot \square 2 \quad \cdot \frac{dv}{dt} \quad \cdot f p a b \quad , \quad (4.95)$$

где f – коэффициент сцепления (трения) между гусеницами и опорным основанием.

Для обеспечения прямолинейного движения гусеничной машины необходимо обязательное выполнение этих условий, хотя в конкретных ситуациях может потребоваться и соблюдение некоторых других ограничений (преодоление брода, габаритное ограничение и т.д.).

4.4.6 Поворот гусеничной машины

Горные машины, особенно для подземных разработок, работают в стесненных по габаритам условиях, что требует хороших маневренных качеств. Гусеничные движители, как уже отмечалось, удовлетворяют этим требованиям во многих случаях.

Рассматривая и устанавливая закономерности поворота, воспользуемся теорией, разработанной проф. Ф.А. Опейко и его учениками [, ,]. Согласно этой теории гусеничная машина рассматривается как механическая система, состоящая из трех тел: корпус и две гусеницы. Поворот осуществляется за счет разных по величине скоростей перематывания гусениц и сопровождается их скольжением по опорной поверхности. При этом движение гусениц относительно корпуса и друг друга – прямолинейно поступательное. Если рассматривать поворот гусеничной машины на достаточно жестком опорном основании, т.е. считать движение опорных ветвей гусениц плоскопараллельным, то план скоростей при повороте гусеничной машины можно представить следующей схемой (Рис.4.19).

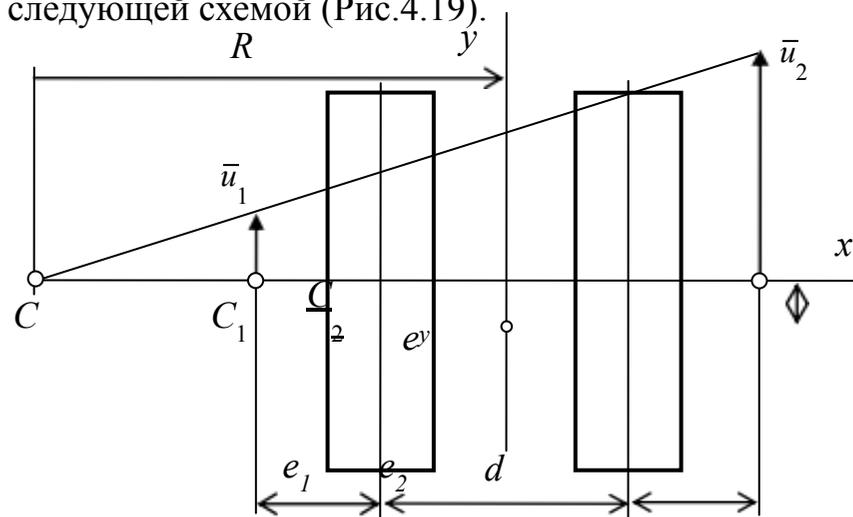


Рисунок 4.19 – Положение центров вращения опорных ветвей гусениц и кинематика поворота

Для определения радиуса и угловой скорости поворота машины рассмотрим её движение как сложное, состоящее из переносного и относительного. За переносное движение примем движение опорных ветвей относительно поверхности грунта, а за относительное - движение корпуса относительно опорных ветвей. На основании теоремы о сложении скоростей в сложном движении запишем

$$\bar{v} = \bar{v}_e + \bar{v}_r, \quad (4.96)$$

где v – абсолютная скорость точек корпуса;

v_e - переносная (скорость скольжения цепей по залежи);

v_r - скорость корпуса относительно опорных ветвей гусеничных лент.

В точках C_1 и C_2 – центры вращения опорных ветвей гусеничных лент – переносная скорость равна нулю. Поэтому для точек корпуса машины, совпадающих с точками C_1 и C_2 , выражение (4.96) примет вид

$$\bar{v}_1 = \bar{v}_{r_1}, \quad \bar{v}_2 = \bar{v}_{r_2}. \quad (4.96)$$

Относительные скорости v_{r_1} и v_{r_2} корпуса равны скоростям перематывания гусеничных лент u_1 и u_2 , а их направление совпадает с осью Oy . Таким образом, зная скорости лент u_1 и u_2 перематывания гусеничных цепей и смещения e_{1x} , e_{1y} , e_{2x} , e_{2y} центров вращения их опорных ветвей, мы знаем скорости двух точек корпуса машины. Так как движение корпуса по условию считать плоскопараллельным, то это позволяет определить радиус и угловую скорость поворота:

$$R = \frac{d(u_2 + u_1)}{2(u_2 - u_1)} + \frac{u_2 e_{1x} + u_1 e_{2x}}{2} \quad (4.97)$$

$$\omega = \frac{u_1 e_{1y} + u_2 e_{2y}}{d}$$

где R – радиус поворота, за который принимается расстояние от центра C вращения корпуса до его продольной оси;

ω – угловая скорость поворота;

e_1 и e_2 - боковые смещения мгновенных центров вращения (мгновенных центров скоростей) опорных ветвей гусеничных лент относительно их продольных осей;

u_1 , u_2 - скорости перематывания гусениц относительно корпуса;

d - поперечная база движителя.

Линия, на которой расположены центры вращения опорных ветвей гусениц, остается перпендикулярной продольной оси машины и смещается относительно центра симметрии на некоторое расстояние e_y . Это положение

проф.Ф.А. Опейко доказал в математической теории трения []. Действительно, выражая проекцию скорости какой-либо точки корпуса на ось Ox используя (4.) и взяв за переносные скорости скорости центров вращения опорных ветвей гусениц запишем

$$\dot{y}_x = \dot{y}_{ex} + \dot{y}_{rx} = 0 + \omega(y - y_c), \quad (4.96)$$

где y - координата рассматриваемой точки;

y_c - продольная координата центра вращения.

Так как записанное соотношение справедливо для y_{c1} и y_{c2} ,

то $y_{c1} = y_{c2} = e_y$, что и требовалось доказать.

Координаты центров вращения или их смещения e_1, e_2, e_y могут быть найдены из уравнений равновесия гусеничной машины при совершении поворота. Рассматривая статический поворот, т.е. равномерный поворот гусеничной машины без учёта сил инерции, эти уравнения (Рис.4.) можно представить в виде

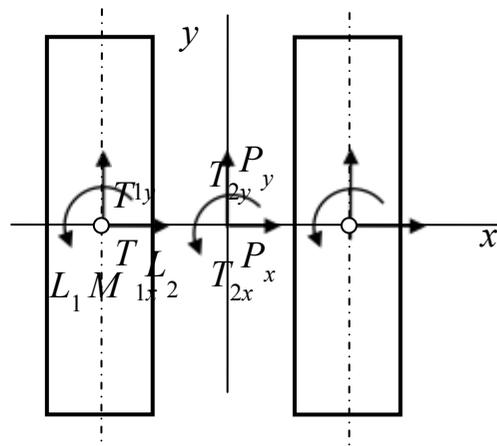


Рисунок 4.20 – К составлению уравнений равновесия гусеничного движителя при совершении поворота

$$\begin{aligned} P_x T_{1x} + L_1 &= 0 \\ P_y T_{2y} + L_2 &= 0 \\ M L_{\frac{1}{2}} &= 0, \end{aligned} \quad (4.97)$$

где P_x – проекция равнодействующей внешних сил на ось Ox ;

P_y – то же самое на ось Oy ;

M – главный момент внешних сил относительно начала координат;

$T_{1x}, T_{2x}, T_{1y}, T_{2y}$ - проекции равнодействующей сил трения между гусеницами и грунтом на соответствующие оси;

L_1, L_2 – моменты этих сил относительно геометрических центров гусениц.

Как проекции $T_{1x}, T_{2x}, T_{1y}, T_{2y}$, так и моменты L_1 и L_2 выражаются интегралами

$$T_x^1 = \int_{S_1} dT_x^1; \quad = \iint_{S_2} f_2 p_2 dS_2; \quad = \iint_{S_1} f_1 p_1 dS_1; \quad = \iint_{S_2} f_2 p_2 dS_2$$

$$L^1 = \int_{S_1} dL; \quad = \iint_{S_2} f_2 p_2 dS_2; \quad = \iint_{S_1} f_1 p_1 dS_1; \quad = \iint_{S_2} f_2 p_2 dS_2 \quad (4.98)$$

где $dT^1 = f_1 p_1 \cdot dS_1$; $dT^2 = f_2 p_2 \cdot dS_2$;
 $dL_1 = f_1 p_1 \cdot dS_1 \cdot \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$; $dL_2 = f_2 p_2 \cdot dS_2 \cdot \sqrt{x_2^2 + y_2^2}$, $\sqrt{\quad}$

а интегрирование ведется по площадям S_1 и S_2 опорных площадок гусениц.

Вычисление этих интегралов приводит к очень громоздким выражениям. Их качественное поведение изучено в работах [, ,].

В связи с этим, в свое время были предложены упрощенные схемы гусеничной машины в состоянии поворота, а также приближённые методы решения системы уравнений равновесия. Упрощения заключаются в замене распределенных по опорным площадкам элементарных сил трения сосредоточенными силами, приложенными в некоторых характерных точках опорных площадок гусениц. Автор наиболее распространенной теории поворота гусеничных машин Ф.А. Опейко предложил приложить сосредоточенные силы трения в геометрических центрах половин опорных площадок гусениц, что позволило найти решение уравнений равновесия относительно смещений центров вращения в некоторых частных случаях и на их основе построить численные способы решения []. Точные решения упрощённых уравнений равновесия можно найти также при разбиении опорных площадей гусениц на три части и приложении сосредоточенных сил трения в геометрических центрах (Рис.4.) получаемых при таком разбиении площадок [].

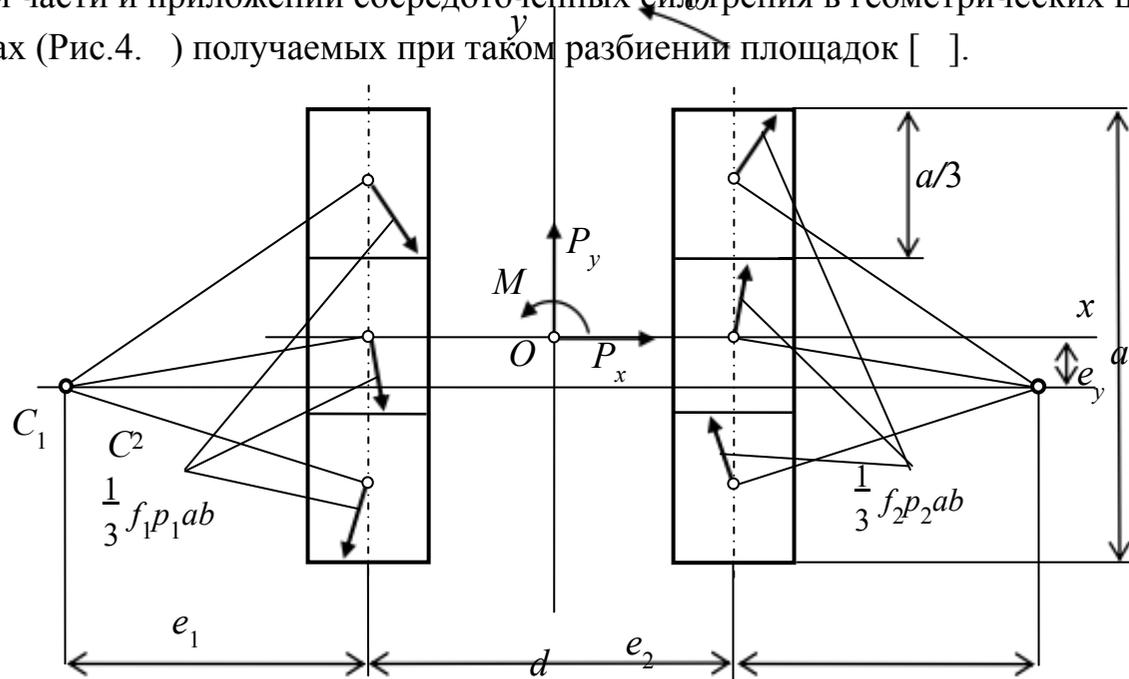


Рисунок 4.21 – К составлению уравнений равновесия при разбиении опорных площадей гусениц на три равные части

Тогда уравнения равновесия имеют вид

$$\begin{aligned}
 & P_x + \frac{fpa_b}{3} \left[\frac{a \left(\frac{a}{3} + y \right) e_y}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} + y e \right)^2 + e_y^2}} + \frac{e_y}{\sqrt{e_y^2 + e_y^2}} - \frac{a/3 - y}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} - y e \right)^2 + e_y^2}} \right] + \\
 & + \frac{fpa_b}{3} \left[\frac{a \left(\frac{a}{3} + y \right) e}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} + y e \right)^2 + e^2}} + \frac{e^1}{\sqrt{e^2 + e^2}} - \frac{a/3 - y}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} - y e \right)^2 + e^2}} \right] = \\
 & P_y - \frac{fpa_b}{3} \left[\frac{e_1}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} + y e \right)^2 + e_1^2}} + \frac{e_1}{\sqrt{e_1^2 + e_1^2}} - \frac{e_1}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} - y e \right)^2 + e_1^2}} \right] + \\
 & + \frac{fpa_b}{3} \left[\frac{e_2}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} + y e \right)^2 + e_2^2}} + \frac{e_2}{\sqrt{e_2^2 + e_2^2}} - \frac{e_2}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} - y e \right)^2 + e_2^2}} \right] = \\
 & M + \frac{fpa_b}{23} e \left[\frac{2}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} + y e \right)^2 + e_2^2}} + \frac{e_2}{\sqrt{e_2^2 + e_2^2}} + \frac{e_2}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} - y e \right)^2 + e_2^2}} \right] + \\
 & + \frac{dfpab}{23} e \left[\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} + y e \right)^2 + e_1^2}} + \frac{e_1}{\sqrt{e_1^2 + e_1^2}} + \frac{e_1}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} - y e \right)^2 + e_1^2}} \right] - \\
 & - \frac{afpab}{33} \left[\frac{a \left(\frac{a}{3} + y \right) e}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} + y e \right)^2 + e^2}} + \frac{a/3 - y}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} - y e \right)^2 + e^2}} \right] - \\
 & - \frac{afpab}{33} \left[\frac{a \left(\frac{a}{3} + y \right) e}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} + y e \right)^2 + e^2}} + \frac{a/3 - y}{\sqrt{\left(\frac{a}{3} - y e \right)^2 + e^2}} \right] =
 \end{aligned} \tag{4.99}$$

В общем случае эта система уравнений (4.99) может быть решена относительно трех неизвестных e_1 , e_2 , e_y только численными способами. Вместе с тем точное решение может быть найдено для простейшего случая статического поворота, под которым понимается поворот при отсутствии внешних сдвигающих сил и равномерном распределении давления под гусеницами, т.е. при $P_x = P_y = 0$, $M = 0$, $P_1 = P_2 = 0$. При таких условиях из первых двух уравнений системы (4.) следует, что $e_1 = e_2$, $e_y = 0$. Обозначив, в этом случае. Равные боковые смещения центров вращения опорных ветвей гусениц через e_0 получим третье уравнение в виде

$$d \left(\frac{2e_0}{\sqrt{\frac{a^2}{9} + \frac{2}{9}}} + \frac{a}{9d} \right) - \frac{a}{\sqrt{\frac{2}{9} + \frac{a^2}{9}}} = 0 \quad (4.100)$$

Это уравнение преобразуется к квадратному относительно e_0

$$3e_0^2 - \frac{16a^2}{9d}e_0 + \frac{16a^4 - 9a^2d^2}{81d^2} = 0 \quad (4.101)$$

а его решение

$$e_0 = \frac{8a^2 - 16a^2 + 27d^2}{27d} \quad (4.102)$$

Это решение дает значения несколько меньше, чем по формуле (4.99)

$$e_0 = \frac{a^2}{8d} \quad (4.103)$$

Но, самое главное отличие решения (4.102) от решения Ф.А. Опейко состоит в том, что оно определяет основные параметры гусеничной машины, при которых $e_0 = 0$, т. е. центры вращения находятся на продольных осях гусеницы, а поворот машины происходит вокруг центра остановленной гусеницы. Это достигается при

$$\frac{d}{a} = \frac{4}{3} \quad (4.104)$$

в условиях простейшего случая поворота.

Формула (4.103) находится решением уравнения

$$8a^2 - a16\sqrt{a^2 + 27d^2} = 0 \quad (4.105)$$

При сравнительно небольших значениях P_x , P_y , M решение системы (4.99) можно найти по формулам

$$e_1 = e_0 + \Delta e_1; \quad e_2 = e_0 + \Delta e_2; \quad e_{x,y} = \frac{P \sqrt{16^2 da + 2}}{16pbd}, \quad (4.106)$$

где e_1 , e_2 - поправки решения, которые предложил проф. Ф.А. Опейко используя приближенное решение по методу Ньютона. Поправки Δe_1 и Δe_2 находятся по формулам

$$\Delta \bar{\varepsilon}_1 = \frac{\sqrt{4da^+}}{32fpab^2} \left[\frac{P}{24} - \frac{pb}{2\sqrt{da^+}} \frac{fab^2}{2} - \frac{4Md}{4da^+} \right] \quad (4.107)$$

$$\Delta \bar{\varepsilon}_2 = \frac{\sqrt{4da^+}}{32fpab^2} \left[\frac{P}{24} - \frac{pb}{2\sqrt{da^+}} \frac{fab^2}{2} - \frac{4Md}{4da^+} \right]$$

При больших значениях сдвигающих сил для достижения решения уравнений равновесия гусеничной машины при повороте следует применить ПЭВМ с программным обеспечением для решения систем нелинейных уравнений.

4.4.7 Мощность для выполнения поворота гусеничной машины и условия возможности его выполнения

Двухгусеничная машина может выполнять повороты в нескольких режимах: с заданным и скоростями забегающей и гусеницы от привода; при заторможенной отстающей гусенице; в условиях изменения скоростей отстающей и забегающей гусениц. В том случае, когда обе гусеницы работают в тяговом режиме мощность для поворота рассчитывается по формуле

$$N = \frac{T_{1T} T_{2T} u}{\eta \cdot 1000}, \quad (4.108)$$

где T_{1T} , T_{2T} – тяговые усилия забегающей и отстающей гусениц, соответственно.

Если отстающая гусеница заторможена или отключена от двигателя, то мощность определяется выражением

$$N = \frac{T_{2T} u}{\eta \cdot 1000}, \quad (4.108)$$

Для определения тяговых усилий гусеничных лент при повороте обратимся к рисунку 4.21 и составим схему, подобную рис.4.18.

Тяговые усилия гусеничных лент при повороте, согласно этих рисунков,

$$T_{1T} = T_{1y} + f_{\delta}'' \cdot p_1 \cdot a \cdot b + k \cdot p_1 \cdot a \cdot b + k' \cdot T_{1\sigma}, \quad (4.106)$$

$$T_{2T} = T_{2y} + f_{\delta}'' \cdot p_2 \cdot a \cdot b + k \cdot p_2 \cdot a \cdot b + k' \cdot T_{2\sigma},$$

где T_{1y} , T_{2y} – продольные составляющие сил трения между гусеницами и грунтом;

$T_{1\sigma}, T_{2\sigma}$ – арифметические суммы боковых сил, действующих на гусеничные цепи;

k' – коэффициент сопротивления движению опорных катков по гусеничным цепям за счет действия боковых сил (учитывает потери на трение между боковыми поверхностями катков и направляющими гусеничных цепей).

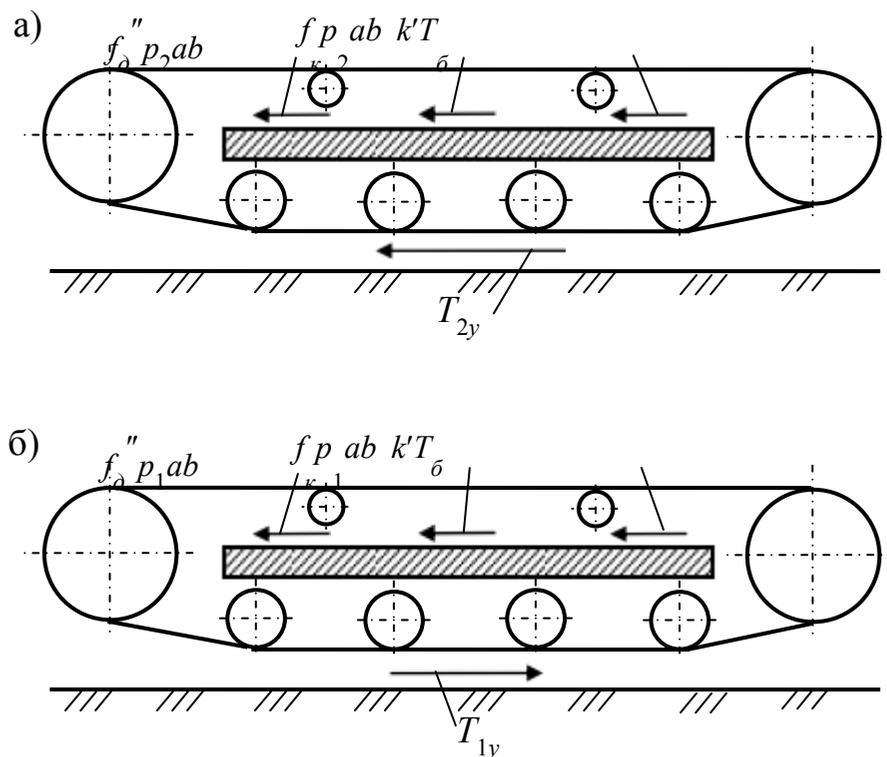


Рисунок 4.20 – К определению тяговых усилий гусеничных цепей при повороте:
а) – забегающая гусеница; б) – отстающая гусеница

Продольные составляющие сил трения между гусеничными лентами и опорным основанием, а также арифметические суммы боковых сил (сохраняем название, данное проф. Ф.А. Опейко), действующих между гусеничными цепями и опорными катками согласно рис.4.21, определяются приближенными формулами

$$T_y = -\frac{f p a b_1}{3} e \left(1 + \frac{2}{\sqrt{\frac{a}{9} + \frac{2}{1}}} \right) \quad T_y^2 = \frac{f p a b_2}{3} (4.107) \left(1 + \frac{2}{\sqrt{\frac{a}{9} + \frac{2}{2}}} \right)$$

$$T_{\sigma}^1 \cong \frac{f p a b_1}{3} a \left(\frac{e}{3\sqrt{\frac{a}{9} + \frac{2}{1}}} + \frac{e}{e} \right) \quad T_{\sigma}^2 \cong \frac{f p a b_2}{3} a \left(\frac{e}{3\sqrt{\frac{a}{9} + \frac{2}{2}}} + \frac{e}{e} \right)$$

Последние формулы следуют из уравнений равновесия (4.99) двухгусеничной машины при повороте и упрощены путем пренебрежения некоторыми малыми величинами. При их использовании необходимо учитывать, что смещение может быть положительным (в сторону поворота), отрицательным и при определённом сочетании внешних нагрузок и размеров гусеничного хода - нулевым. При положительных смещениях центра вращения отстающей гусеницы T_{1y} имеет отрицательное направление, т. е. эта сила передвигает гусеничную цепь, поэтому её необходимо притормаживать. Тормозное усилие для остановки отстающей гусеницы, как следует из (4.107)

$$T_{mp} = \frac{f p a b_1 e}{\rho \cdot 3} \left[\frac{2}{e \sqrt{\frac{a^2}{9} + \frac{e^2}{1}}} + 1 \right] - \frac{f \cdot p a b k p a b}{3} \cdot \frac{k' \cdot f p a b}{\rho} \left[\frac{2}{a \sqrt{\frac{a^2}{2} + \frac{e^2}{2}}} + \frac{e}{\rho} \right] \quad (4.109)$$

Это усилие реализуется обычно в приводе ведущих звёздочек гусениц, тормозной момент на которых

$$M_{T_{mp}} = T_{1p} \cdot r, \quad (4.110)$$

Войти в состояние поворота гусеничная машина может только при соблюдении некоторых условий, а именно, при достаточности мощности от энергетических установок, передаваемой на гусеничный ход, а также при отсутствии полного буксования забегающей гусеницы. Эти условия обычно записываются в виде

$$N \geq \frac{T_{1y} T_{1y} u}{\rho \eta}, \quad (4.111)$$

или

$$N = \frac{T_{1y} T_{1y} u}{\rho \eta} \text{ при } T_{1y} < 0.$$

Эти формулы выражают условие достаточности мощности.

Второе условие выражается соотношением

$$T_{2y} \leq f p_2 \cdot a \cdot b, \quad (4.112)$$

или используя приближённую формулу для вычисления T_{2y}

$$\frac{2}{3} \frac{e_2}{\sqrt{\frac{a^2}{9} + \frac{e^2}{2}}} + \frac{1}{3} \quad (4.113)$$

Отношение

$$\frac{3\sqrt{a^2 + \frac{2}{2}}}{2e^2 + e\sqrt{9\frac{a^2}{2} + \frac{2}{2}}} \rho_2 \quad (4.114)$$

называют коэффициентом запаса сцепления при повороте и условие достаточности сцепления записывают в виде

$$\rho_2 \geq 1. \quad (4.115)$$

4.5 Шагающие механизмы перемещения

Появление таких необычных и экзотических механизмов передвижения горных машин обусловлено, прежде всего, необходимостью повышения их производительности. Это, в свою очередь, потребовало увеличения энерговооруженности и массы машин. Традиционные колесные и гусеничные опорно-ходовые устройства позволяли обеспечить допустимые, особенно на слабых несущих основаниях, давления на последние. Шагающие механизмы перемещения, позволившие благодаря использованию большой по размерам опорной базы, обеспечить сравнительно небольшие, порядка 250-1000 кПа, давления на опорные поверхности, появились именно в горных машинах. В последнее время шагающие механизмы перемещения получают применение и в других областях производства (робототехнические системы).

Вместе с тем, следует отметить, что появление таких механизмов перемещения в первую очередь связано с производством открытых горных работ в больших объёмах. Такие механизмы перемещения применяются в драглайнах массой более 10 000 тонн и объёмом ковша более 150 м³. Существуют различные системы обеспечения шагающего перемещения подобных машин – чисто механические, электромеханические, гидромеханические и т.п. Шагающие механизмы подобного типа (кривошипно-рычажные, эксцентриковые) появились тогда, когда начали создавать экскаваторы высокой производительности с большим объёмом ковша, а общая масса таких машин приближалась к 1000 тонн. Самый мощный шагающий экскаватор-драглайн «Биг Маски» 4250W был создан во второй половине 20-го века в США. Этот гигант весил 13 500 тонн, имел ковш емкостью 168 м³, который подвешен на стреле длиной 95 м. История создания экскаваторов-драглайнов восходит к Леонардо да Винчи, а первый образец был изготовлен в США во второй половине 19-го века.

Рассмотрим шагающий механизм перемещения с частичным подъёмом верхнего поворотного строения экскаватора (Рис. 4.23)

Такие механизмы в процессе шагания опираются на три площадки – две лыжи и заднюю по ходу перемещения часть опорной базы. Процесс шагания можно условно разделить на следующие фазы: опускание лыж, подъём экскаватора, перемещение экскаватора относительно неподвижных лыж и его опускание на опорную базу, подъём лыж. После этого цикл повторяется и экскаватор перемещается на один шаг, длина которого составляет несколько метров. Основным отличием, благодаря которой появились экскаваторы на шагающих движителях, среднее давление на грунт обычно вычисляется для двух положений: при опоре на одну базу (Рис.4.23)

$$p_6 = \frac{mg}{\pi \cdot R^2}, \quad (4.116)$$

и при опоре на лыжи и частично на базу (Рис.4.24)

Для шагающих экскаваторов-драглайнов вопросы устойчивости имеют особо важное значение, так как эти машины часто работают на техногенных опорных основаниях, которые деформируются при сравнительно небольших нагрузках. Кроме того, необходимо учитывать, что нагрузки со стороны рабочего оборудования носят периодический характер при работе экскаватора на одном месте. Поэтому чрезвычайно важно, чтобы центр давления не выходил за пределы ядра сечения. Так как опорная площадь – круг, то радиус ядра сечения $r_{\text{я}} = \frac{R}{4}$

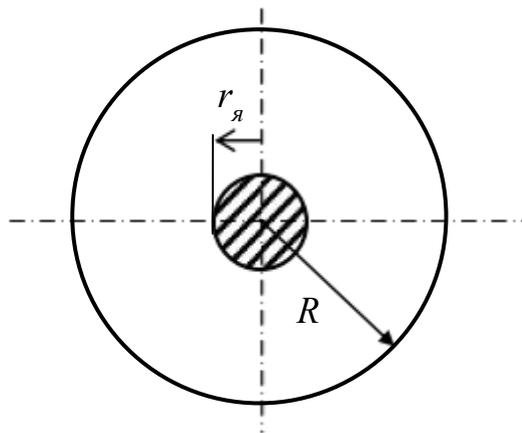


Рисунок 4.24 – Ядро сечения шагающего экскаватора

Нагрузки на привод и элементы механизма шагания являются переменными и за один цикл шагания меняются в значительных пределах. При постоянной скорости вращения приводных двигателей мощность, необходимая для работы шагающего механизма передвижения меняется в таких же пределах. Мощность, затрачиваемая на работу механизма шагания можно разделить на две главные составляющие – мощность на подъем экскаватора и мощность на его перемещение. Мощность для подъема экскаватора можно оценить по формуле

$$N_{\text{п}} \approx \frac{4mgH}{1000 \eta} \quad , \quad (4.118)$$

где m – масса экскаватора без учёта лыж;

H – высота подъёма центра масс экскаватора;

$t_{\text{ш}}$ – время одного шагания.

Вторая составляющая мощности – это мощность для перемещения экскаватора, которая тратится на преодоление трения между базой и несущим основанием. Она может быть выражена по формуле (Рис. 4.23)

$$N_{\text{п}} \approx \frac{4R_A}{\eta} \quad , \quad (4.119)$$

и

где $R_A = \frac{mgl}{c}$ - сила давления базы на несущее основание;
 f - коэффициент трения между базой и несущим основанием;
 l - перемещение экскаватора на один шаг;
 $R_B = \frac{mgl}{l_c}$ - сила давления лыж на опорное основание.

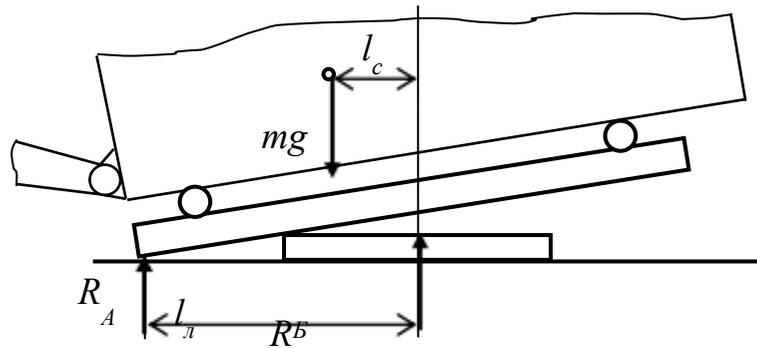


Рисунок 4.25 – Определение мощности на перемещение

Третья составляющая затрат мощности – это мощность на перемещение подвижных частей механизма шагания, которая несравнима по величине с двумя основными составляющими. Так как мощности N_1 и N_2 реализуются поочередно, то мощность привода механизма шагания выбирается по одной из них. Для механизма шагания, как опорно-ходового устройства, также существуют условия, при не выполнении которых движение невозможно. Первое из этих условий – это, как и ранее, условие достаточности мощности

$$N_1 = \frac{4mgH}{t_y 1000\eta}$$

$$N_2 = \frac{4R_l}{t_y 1000\eta}$$

$$N_0 \geq \begin{matrix} N_1 \\ N_2 \end{matrix} \quad (4.120)$$

Второе условие – это условие достаточности сцепления. Для шагающего механизма перемещения это условие имеет вид

$$f_B \cdot R_B \geq f_l \cdot R_l, \quad (4.121)$$

где f_B , f_l – соответственно коэффициент трения между опорным основанием базой и лыжами.

4.6 Автономные и специальные механизмы подачи

Как уже отмечалось, у многих горных машин механизмы подачи совмещены с механизмом перемещения. Однако часть горных машин для выемки полезного ископаемого имеют специальные механизмы подачи. К таким машинам, прежде всего, относятся карьерные и вскрышные экскаваторы, которые выполняют работу не меняя положения своих опорно-поворотных устройств в пространстве. Автономные механизмы подачи рабочего инструмента на забой имеют проходческие комбайны избирательного действия, проходческие щиты и ряд других машин. Некоторые машины имеют специальные механизмы подачи рабочего инструмента на забой, например, буровые машины, очистные комбайны и агрегаты. Чаще всего подобные механизмы подачи основаны на использовании гидравлических, канатных, цепных, и зубчато-реечных (кремальерных) устройств. Примером автономного механизма подачи является напорный механизм карьерных экскаваторов типа прямая напорная лопата. Необходимость такого механизма диктуется рядом причин, среди которых наибольшее значение имеет обеспечение безопасных значений угла откоса уступа. Наличием механизма напора один из главных признаков отличия карьерных экскаваторов от строительных, мелиоративных, дорожных экскаваторов с небольшим объёмом ковша. Как правило, такими механизмами напора карьерных экскаваторов бывают канатными, гидравлическими, зубчато-реечными.

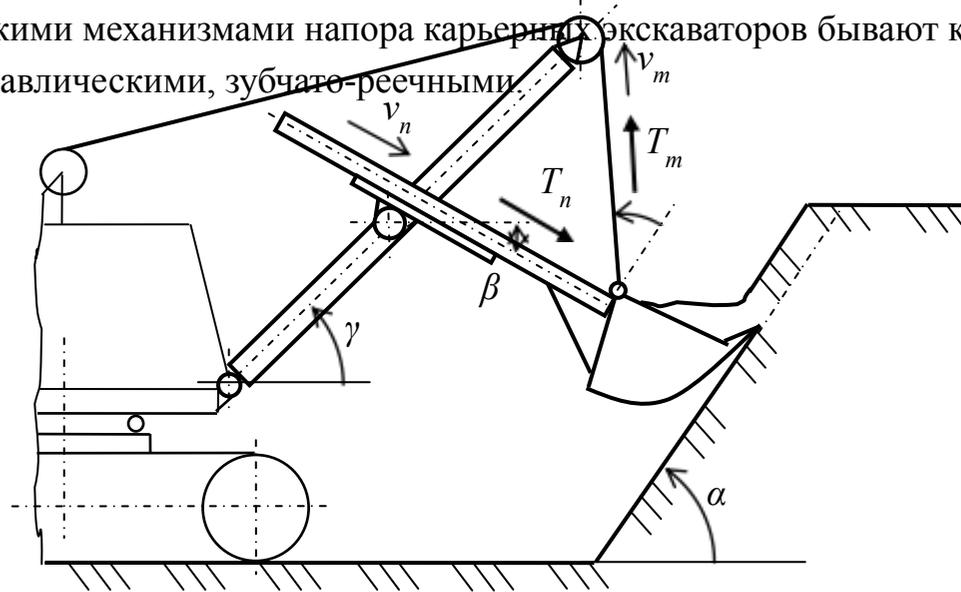


Рисунок 4.26 – Механизм напора карьерных экскаваторов типа прямая напорная лопата

Независимо от того, каким способом осуществляется подача ковша на забой, соотношение скоростей подъёма ковша и напора должно быть таким, чтобы обеспечивалось безопасное значение угла откоса уступа, т. е. скорости тяги и напора должны обеспечивать выполнение условия

$$v_m \cos \gamma = \sqrt{v_n^2 + \omega_p^2 l_p^2} \quad (4.122)$$

где v_m - скорость каната тяги;

β - угол между рукоятью и горизонталью;

α и γ - соответственно угол уступа и угол установки стрелы;

l_p - длина рабочей части рукояти (расстояние между осью вращения рукояти и соединением тягового каната с ковшом);

ω_p - угловая скорость поворота рукояти.

Так как рабочая часть рукояти $l_p = \int_0^t v_n dt$, а при постоянной скорости напора

$$l_p = v_n \cdot t, \quad (4.123)$$

где t - время работы механизма напора при выдвигании рукояти, то соотношение (4.122) примет вид

$$v_m \cos \gamma = v_n \sqrt{1 + \omega_p^2 t^2} \quad (4.124)$$

Это условие можно решить относительно скорости напора

$$v_n = \frac{v_m \cos \gamma}{\sqrt{1 + \omega_p^2 t^2}} \quad (4.125)$$

Таким образом, для сохранения постоянных значений толщин снимаемого ковшем слоя породы необходимо, чтобы скорость подачи рукояти изменялась по закону косинуса. Это легко реализовать при применении гидравлических механизмов напора.

Такие механизмы в настоящее время очень широко применяются, а область их использования расширяется. Необходимое усилие подачи (напора) чаще всего считается пропорциональным силе сопротивления резанию

$$P_n = K_n \cdot P_p, \quad (4.126)$$

где K_n - коэффициент пропорциональности.

Величина этого коэффициента меняется в значительных пределах и зависит как от свойств разрабатываемой породы, так и состояния резцов и режимов процесса резания. Величину силы резания можно вычислить по формуле (4.)

$$P_p = e_p \cdot F, \quad (4.127)$$

где e_p - удельное сопротивление резанию (удельное сопротивление копанью).

Примером организации подачи исполнительного органа являются проходческие комбайны и комплексы с периодической подачей исполнительных органов на забой (Рис. 4.27)

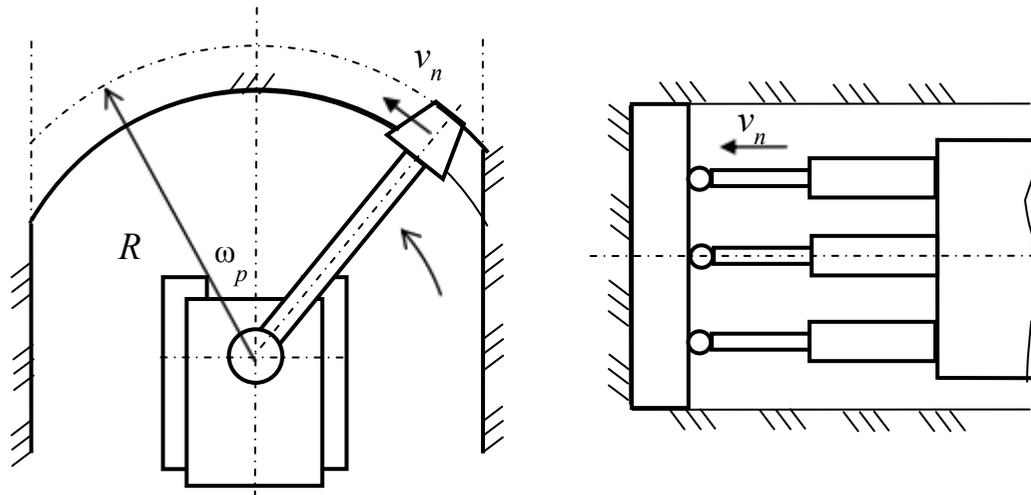
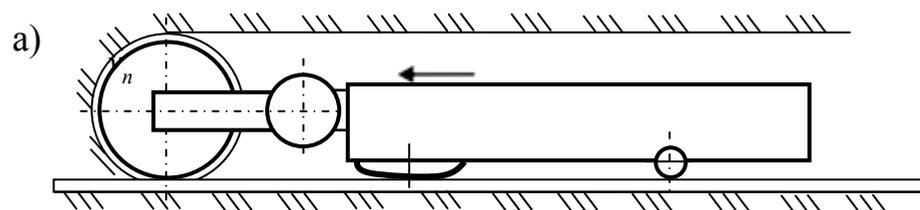


Рисунок 4.27 – Применение гидравлических механизмов подачи:

- а) – комбайн избирательного действия;
- б) – комбайн фронтального типа

В комбайнах избирательного действия, как правило, исполнительный орган имеет три, а иногда и четыре, степени свободы, что позволяет при неподвижном комбайне обрабатывать всю поверхность забоя за счёт независимых перемещений рукояти в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Эти перемещения могут реализовываться гидромашинами вращательного и поступательного действия. В некоторых проходческих машинах, обрабатывающих одновременно всю поверхность забоя подача органа разрушения осуществляется гидроцилиндрами, закреплёнными на неподвижном в этот период корпусе машины.

Канатные, цепные и зубчато-реечные механизмы подачи часто используются в тех случаях, когда непрерывное перемещение органа разрушения является весьма значительным, например, при подземных разработках полезных ископаемых длинными столбами с непрерывной подачей выемочных машин на всю длину вынимаемого столба породы (Рис. 4.28).



б)



Рисунок 4.28 – Одношнековый очистной комбайн

Канатные и цепные системы подачи очистных машин являются вынесенными, так как тяговые механизмы таких систем находятся вне комбайнов. В настоящее время большинство очистных комбайнов производится с так называемыми бесцепными системами подачи. В таких системах необходимое усилие подачи исполнительного органа на забой развивается за счёт упора цевочного или зубчатого колеса, установленных на комбайне и приводимых в движение от источника энергии, также установленного на выемочной машине, на цевочную или зубчатую рейку, которые устанавливаются на ставе забойного конвейера. В некоторых выемочных машинах подача органов выемки породы может осуществляться за счёт сил тяжести, например, ковш экскаватора-драглайна. Это возможно при разработке сравнительно непрочных горных пород, или при их предварительном разрыхлении.

5.1 Моделирование отвалообразователя

Для моделирования отвалообразователя принимаем следующие допущения.

1. Отвалообразователь – динамическая система, состоящая из совокупности следующих элементов:
 - база 1 (абсолютно жесткое тело);
 - поворотная платформа 2 (абсолютно жесткое тело);
 - отвальная консоль 3 (деформируемая сложная механическая система);
 - приемная консоль 4 (часть платформы);
 - канаты, ванты 5, 6 и 7 (элементы, связывающие между собой основные части);
 - конвейер 8 (ленточный транспортер, установленный на приемной и отвальной консолях, а также на поворотной платформе);
 - механизм шагания 9.
2. деформации всех элементов, включая опорное основание, в пределах закона Гука, т. е. пропорциональны напряжениям.
3. платформа относительно базы поворачивается вокруг оси цапфы.

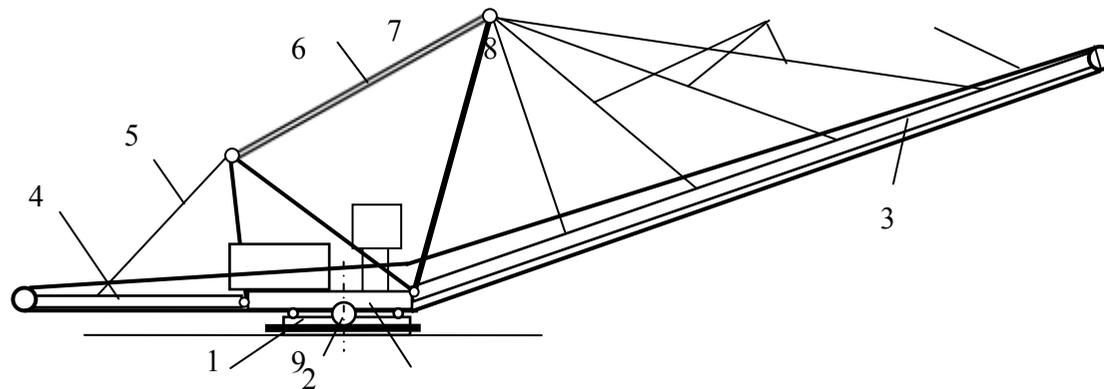


Рисунок 5.1 – Схема отвалообразователя

Положение базы в пространстве определяем посредством углов Эйлера ψ , ϕ , θ . В стационарном режиме считаем, что все углы малы, т. е. база совершает малые колебания относительно положения равновесия под действием случайных нагрузок, основная из которых – ветер. Тогда таблица направляющих косинусов между главными осями инерции и осями неподвижной системы:

$$A \approx \begin{vmatrix} 1 & \psi & - \\ -\psi & 1 & \phi \\ \theta & - & 1 \end{vmatrix} \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} - \text{таблица направляющих косинусов при малых отклонениях}$$

базы из натурального положения. Таблица – частный случай вращения твердого тела при $\cos\psi=\cos\phi=\cos\theta=1$, $\sin\psi=\psi$, $\sin\phi=\phi$, $\sin\theta=\theta$.

Возьмем углы ψ, ϕ, θ за обобщенные координаты. Тогда ψ, ϕ, θ - обобщенные координаты.
 Квазискорости – проекции угловых скоростей на оси Ox, Oy, Oz .

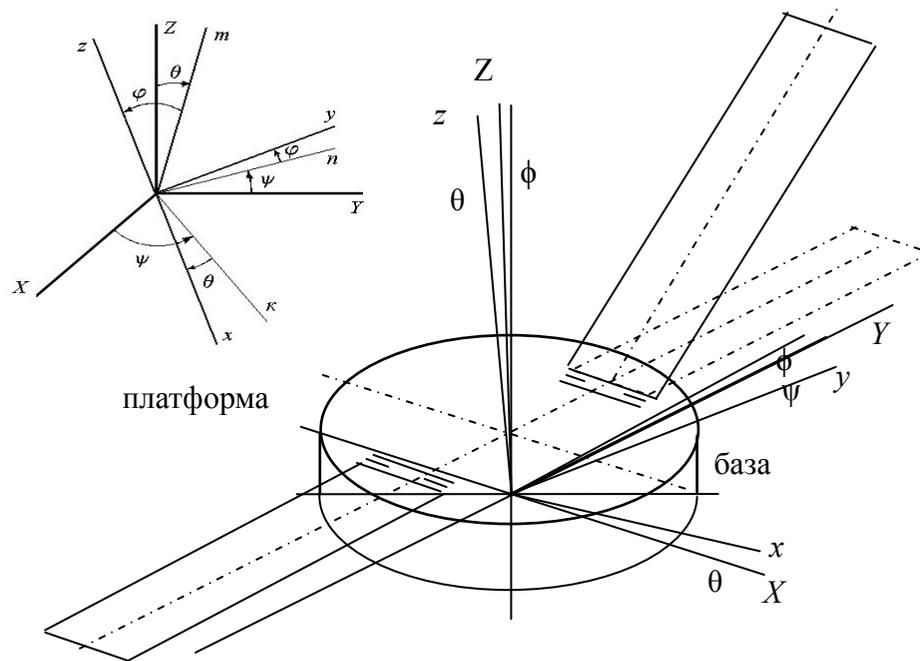


Рисунок 5.1 – Пространственное положение опорной базы

Если вокруг оси Oz поворотов нет, то квазискорости определяются выражениями

5.2 Статический расчет наклона опорной базы

а) площадка, на которой стоит машина – горизонтальная

$$p_{\max} = \frac{N}{F} + \frac{Nr}{FR} \quad p_{\min} = \frac{N}{F} - \frac{Nr}{FR}$$

если $p_{\min} = 0$, то $r_{\delta} = [r_{\delta}] = r_{\delta \max} = R/4$ - радиус ядра сечения базы.

$r_{\delta} = M_y N_y / M_y$ – момент внешних сил относительно оси Oy . Ось Ox совпадает с линией наибольшего наклона.

h_0 – средняя деформация.

$$h^0 = \frac{1-\nu}{2} \frac{N}{R} \quad \text{или} \quad h^0 = \frac{R+\nu}{2E} \pi_0$$

$2E$

$$P = K_h \cdot h; \quad K_h = \frac{2}{\pi R} \left(\frac{E}{1-\nu^2} \right);$$

$h=h_0+r\cos\alpha\cdot\text{tg}\theta$, где θ – угол крена базы.

$$t_{\theta} = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{2R} \quad h_{\theta} = \frac{h_{\max} + h_{\min}}{2};$$

$$h_{\max} = \frac{p_{\max}}{K_h} = \frac{4N}{KF} \cdot \left(1 + \frac{r_{\partial}}{R}\right) = \frac{p}{K_h} \left(1 + \frac{r_{\partial}}{R}\right)$$

$$h_{\min} = \frac{p_{\min}}{K_h} = \frac{p}{K_h} \left(1 - \frac{r_{\partial}}{R}\right)$$

$$t_{\theta} = \frac{p}{RK_h} \left[1 + \frac{4r_{\partial}}{2R} - \frac{4r_{\partial}}{2R}\right] = \frac{p}{2RK_h} \frac{r_{\partial}}{R} = \frac{p r_{\partial}}{2RK_h R};$$

Подставляем K_h и получаем

$$\text{tg}\theta = \frac{2\pi r_{\partial}}{RE} \cdot \frac{R}{E} \cdot \frac{p}{R} = \frac{2\pi p r_{\partial}}{E^2 R^2} \cdot \frac{NR}{R^3}$$

Проверим этот результат, вычислив M_y от давления

$$M_y = \int_0^{2\pi} \int_0^R p dF r_{\partial}, \text{ где } r_{\partial} - \text{плечо относительно оси } Oy.$$

$$r_{\partial} = r \cdot \cos\alpha.$$

Считая, как и ранее, что давление пропорционально деформациям

$$P = K_h \cdot h, \text{ где } h = h_0 + r_y \cdot \text{tg}\theta,$$

$$\text{имеем } p = K_h (h_0 + r \cdot \cos\alpha \cdot \text{tg}\theta) = p_0 + K_h \cdot r \cdot \cos\alpha \cdot \text{tg}\theta.$$

$$\begin{aligned} \text{Тогда } M_y &= \int_0^{2\pi} \int_0^R p \cdot K_h \cdot r \cdot \cos\alpha \cdot \text{tg}\theta \cdot r \cdot \cos\alpha \cdot dr \cdot d\alpha \\ &= \int_0^{2\pi} \int_0^R p r^2 dr \cdot \int_0^{2\pi} K_h \cos^2\alpha \cdot \text{tg}\theta \cdot d\alpha \cdot h \cdot \cos\alpha \cdot \text{tg}\theta \\ &= \frac{1}{3} p R^3 \cdot \int_0^{2\pi} K_h \cos^2\alpha \cdot \text{tg}\theta \cdot d\alpha \cdot h \cdot \cos\alpha \cdot \text{tg}\theta \end{aligned}$$

$$= \frac{1}{4} R^4 K_0 R^4 \cdot \pi^3 \frac{1}{4} \cdot \frac{E \cdot 2E}{R^2} \left(\frac{\pi \theta}{21} \right)^2 \quad -$$

$$tg\theta = \frac{2M_v \left(\frac{1}{3} \right)^2}{ER} \cdot 2N \cdot r_{\delta}^2, \text{ то же самое, } M_{\text{dmax}} = N \cdot r_{\delta}.$$

Если считать угол θ малым и принять $tg\theta = \theta$, то записав $M_y = C \cdot \theta$ можно определить коэффициент угловой жесткости опорного основания под базой

$$C_{\theta} = \frac{E \cdot R}{2} \left(\frac{1}{3} \right)^2 \cdot 2N \cdot r_{\delta}^2 \quad (5.3)$$

5.3 Деформация опорного основания под опорной базой

1. Ядро сечения базы в форме кольца

Для нахождения радиуса ядра сечения, которое в силу симметрии имеет форму круга, используем для нахождения напряжений в плоскости контакта базы с опорным основанием формулы [1, 2], определяющие значения напряжений при сложном изгибе (внецентровом сжатии).

$$p = \pm \frac{P}{F} \pm \frac{M_x}{W_x} \pm \frac{M_y}{W_y} \quad (5.4)$$

где P_z - нормальная нагрузка на опорное основание;

M_x и M_y - моменты внешних нагрузок относительно соответствующих осей;

F - площадь опорной базы;

W_x и W_y - моменты сопротивления опорной площади относительно тех же осей.

Список литературы:

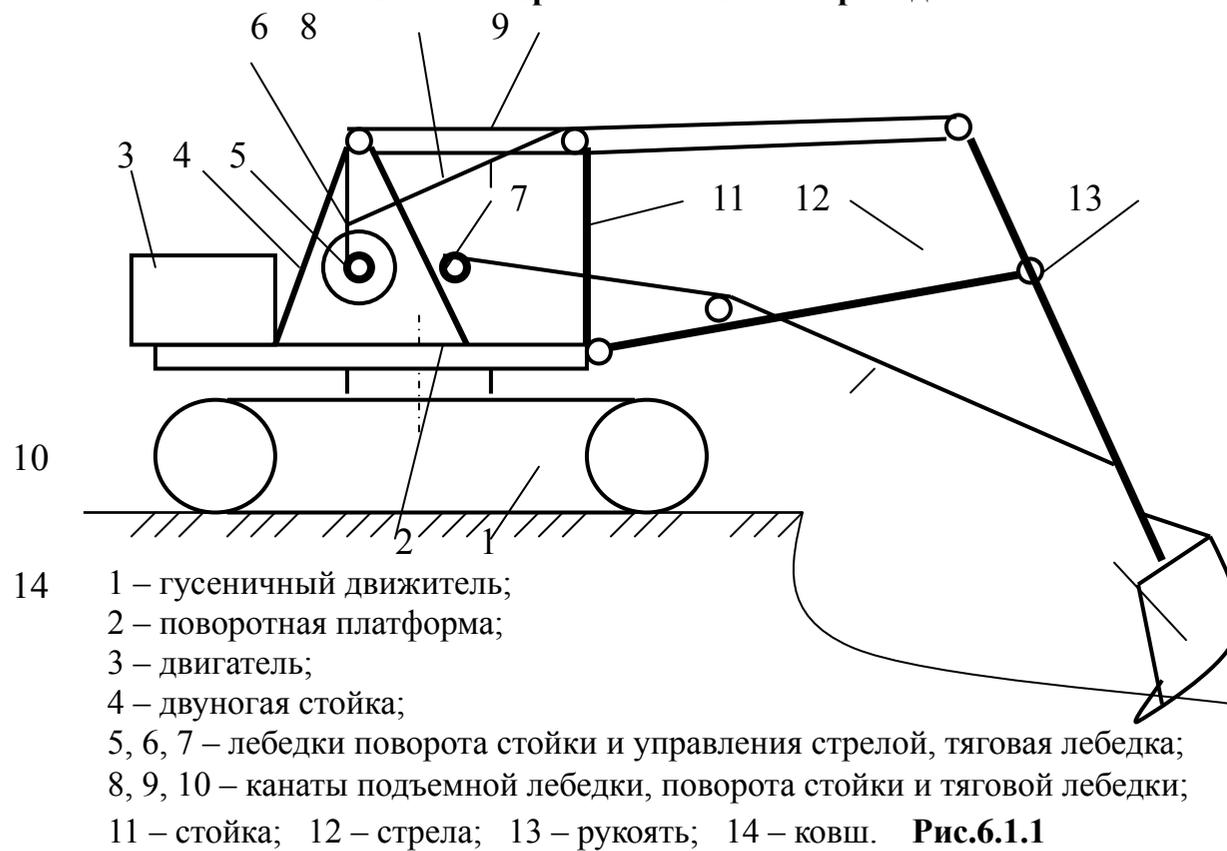
1. Волков, Д.П., Черкасов В.А. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. М.: Машиностроение. 1969. - 408 с.
2. Падерни, Р.Ю. Горные машины. М.: Недра. 1980. - 390 с.
3. Казаченко, Г.В. Определение пространственной ориентации горных машин // Горная механика. 2007. № 4. - С. 85-89.
4. Опейко, Ф.А. Торфяные машины // Ф.А. Опейко. - Минск: Выш. школа, 1968. -408 с.
5. Рудицын, М.Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М.Н. Рудицын, П.Я. Артемов, М.И. Любошиц. - Минск: Вышэйшая школа, 1970. - 638 с.

6. МАШИНЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ТОРФЯНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ И РЕМОНТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЛОЩАДЕЙ

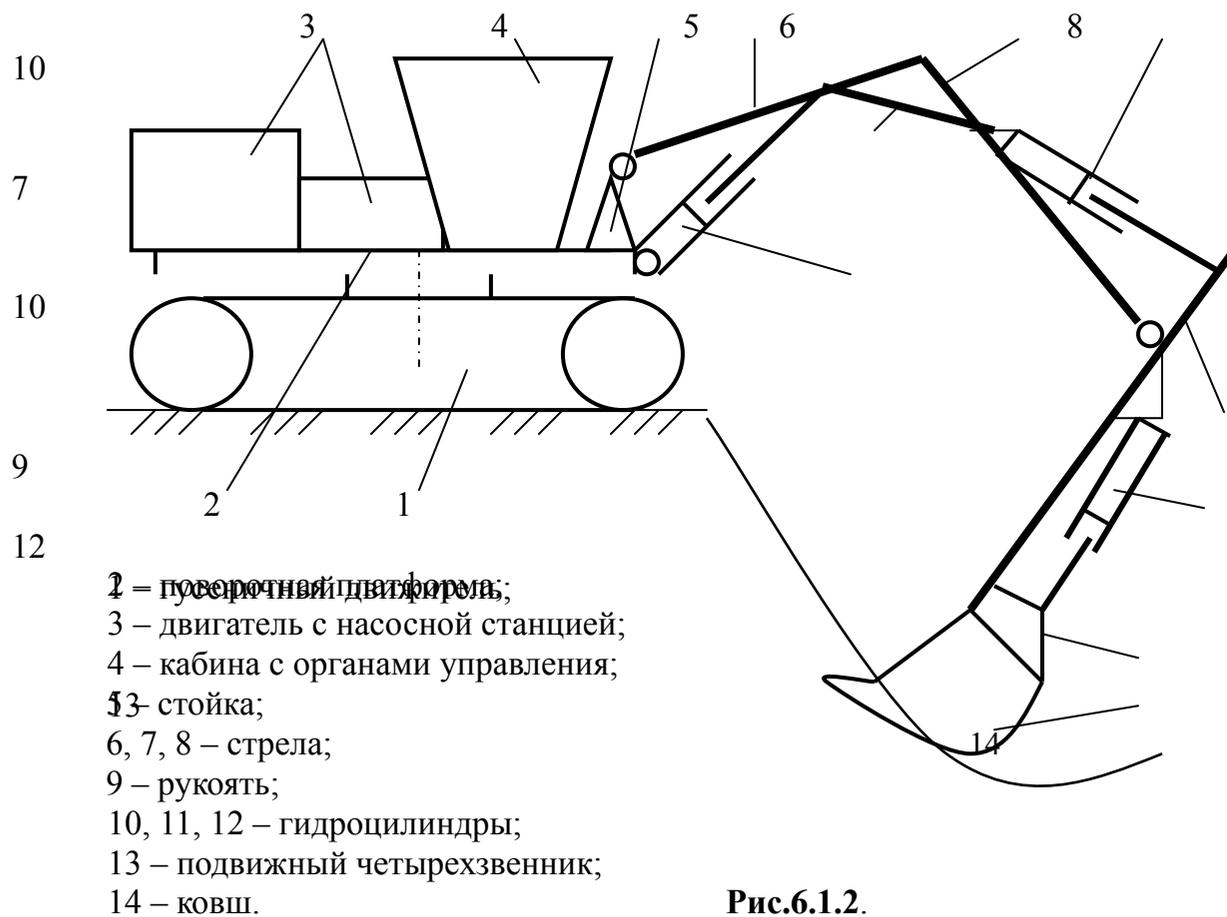
№ п/п	Наименование технологической операции	Марка машины	Рабочий орган	Основные параметры
1	Создание каналов осушительной водоотводящей сети	ТЭ-3М МТП-71	Драглайн или Обратн.лопата	$L_c = 12,5 \text{ м}^3$ $V_c = 0,5 \text{ м}^3$
2	Рытье канав регулирующей сети МТП-71 К-1Б	МТП-32 МТП-37	Профил.ковш Мн.ковш.рама Конусная фреза	$V_{\text{пр}} = 1 \text{ м}^3$ $V_{\text{кл}} = 45 \text{ л}$ $D = 3,8 \text{ м}$ $K = 0,25$
3	Сводка древесной растительности ЭТУ-0,7	МТП-13 МТП-43	Дисковая пила на стреле ($H_{\text{п}} = 13 \text{ м}$)	$D_{\text{от}} = 1,5 \text{ м}$ $b = 45 \text{ мм}$ $v = 48 \text{ м/с}$
4	Разделка и погрузка деревьев РОП-3	Захват, прот.-	обрез.выд.устр	$D_{\text{max}} = 0,3 \text{ м}$
5	Сплошная корчевка пней РКШ-1	КУП-4 МТП-26 МТП-81	Пас.роторы Актив ротор +сепаратор +конвейер	$N = 5 \text{ шт}$ $B = 3,0 \text{ м}$ $H = 0,4 \text{ м}$
6	Валкование пней и подкорчевка МП-3 КС	Ротор с клыками	$B = 2,4 \text{ м}$	$\alpha = 54^\circ$
7	Погрузка пней в прицепы МТТ-12	МТП-29	Грейфер Роторный сепар.+конв.	$m_{\text{гр}} = 1,3 \text{ т}$ $B = 3,0 \text{ м}$ $H = 4,6 \text{ м}$
8	Вывозка деревьев и пней МТП-24 Прицеп-		самосвал	$m_{\text{гр}} = 9 \text{ т}$ $V_{\text{к+б}} = 20 \text{ м}^3$
9	Сбор мелкого пня СП-6,7	СПМ-1	Игл.барaban Цепн.роторы	$B = 6,7 \text{ м}$
10	Фрезерование залежи с очесом и древесными включениями	МТП-42	Фреза с чаш. ножами	$B = 1,7 \text{ м}$ $H = 0,4 \text{ м}$
11	Обогащение верхнего пласта залежи МЦФ-0	Вертикальная	винтов.фреза	$H = 2,2 \text{ м}$ $b = 0,25 \text{ м}$
12	Укладка закрытого дренажа МЭД-1	МГД-6Н	Винт-фреза Цепной бар	Мат.дрен. $H = 2,5 \text{ м}$
13	Ремонт картовых канав РК-1	Конус.фреза	$400 \text{ м}^3/\text{ч}$	
14	Прочистка мостовых труб ПТМ-1	Вибр.головка	НКФ-4	
15	Профилирование и планировка поверхности карт	МТП-52 МТП-53	Фронтальная шнек-фреза	$B = 5,7 \text{ м}$ $\alpha = (0-5)^\circ$

6.1 Одноковшовые экскаваторы

6.1.1 Экскаватор с механическим приводом



6.1.2 Экскаватор с гидравлическим приводом



6.1.3 Мощность для привода тяговой лебедки экскаватора

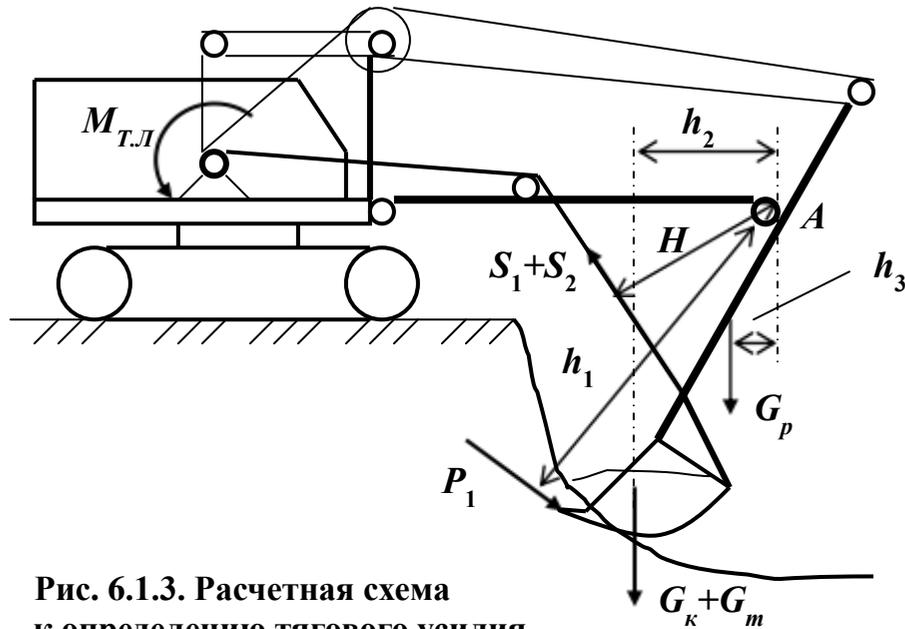


Рис. 6.1.3. Расчетная схема к определению тягового усилия

Во время зачерпывания грунта канат тяговой лебедки имеет натяжение

$$S = S_1 + S_2, H$$

где S_1 - натяжение каната от действия силы сопротивления резанию грунта P_1 ;

S_2 - натяжение каната от действия веса рукояти G_p , веса ковша с грунтом $G_k + G_m$.

Значения необходимых натяжений в тяговом канате определяются из уравнений равновесия моментов от действующих сил относительно точки A поворота рукояти:

$$\begin{aligned} S_1 \cdot H - P_1 \cdot h_1 &= 0, \\ S_2 \cdot H - (G_k + G_m) \cdot h_2 - G_p \cdot h_3 &= 0. \end{aligned}$$

Разрешив их относительно S_1 и S_2 получаем *развернутое выражение для определения суммарного натяжения в тяговом канате*:

$$S = S_1 + S_2 = (P_1 \cdot h_1 + (G_k + G_m) \cdot h_2 + G_p \cdot h_3) / H.$$

Усилие сопротивления резанию грунта $P_1 = pF$,

где p - удельное сопротивление резанию грунта

(для торфяной залежи $p = 15000 / \delta$, H/M^2);

$F = \delta \cdot B_k$ - площадь поперечного сечения снимаемого слоя грунта, m^2 ;

δ - толщина снимаемого слоя, m ;

B_k - ширина ковша, m .

Мощность для привода тяговой лебедки

$$N_T = \frac{S \cdot v}{1000 \eta_{пл}}$$

где v_T - скорость наматывания каната на барабан лебедки, m/c ;

i - кратность полиспаста;

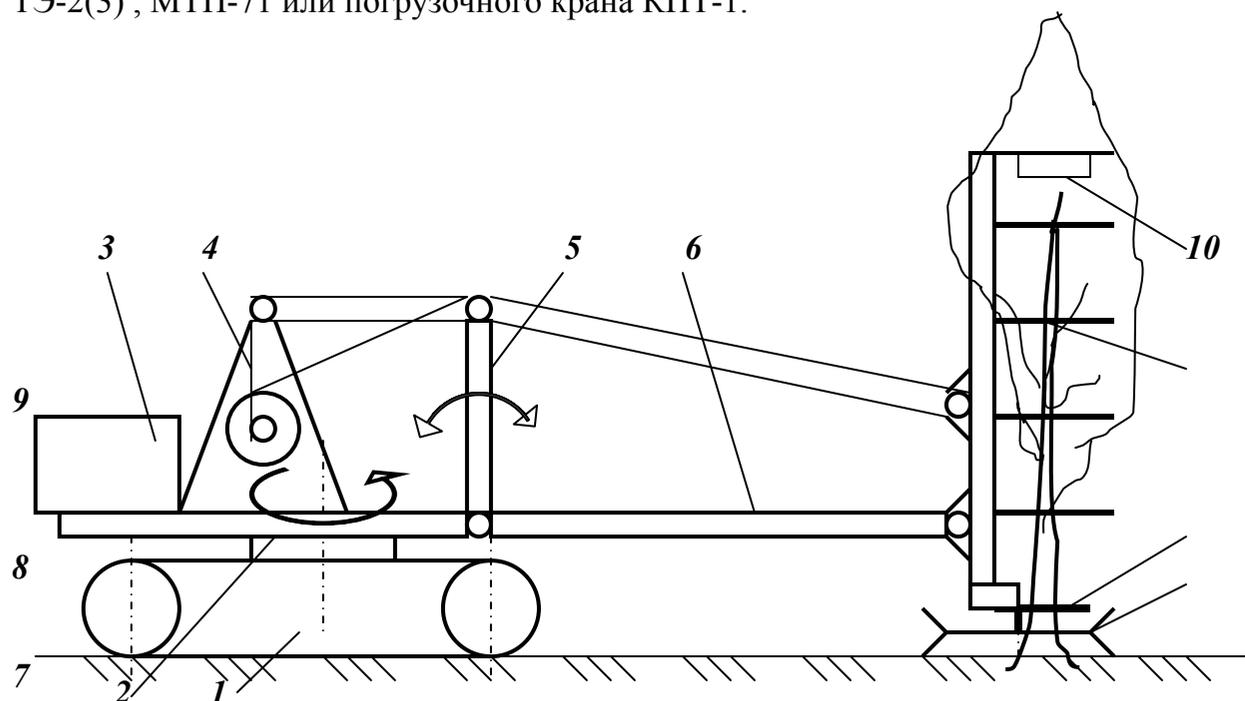
$\eta_{пл}$ - КПД привода лебедки.

6.2 МАШИНЫ ДЛЯ СВОДКИ ЛЕСА, РАЗДЕЛКИ, ПОГРУЗКИ И ВЫВОЗКИ ДРЕВЕСИНЫ

6.2.1 Машины для сводки леса

Наибольшее распространение в торфяной промышленности при подготовке месторождений к эксплуатации, в частности, для сплошной сводки деревьев вместе с кустарником получили машины ЭТУ-0,75 (ЭСЛ-4), МТП-13 и МТП-43.

С их помощью производится *спиливание и укладка в валок деревьев с диаметром у комля до 300 мм и высотой 16-18 м при ширине обрабатываемой полосы за один проход 13-15 м*. Машины выполнены на базе одноковшовых экскаваторов ТЭ-2(3), МТП-71 или погрузочного крана КПП-1.



1 – движитель, 2 – поворотная платформа, 3 – двигатель, 4 – основная стойка с приводными барабанами, 5 – стойка, 6 – стрела, 7 – дисковая пила с приводом, 8 – неподвижный диск, 9 – пакетирующее устройство, 10 – выталкиватель

Рис.6.2.1. Принципиальная схема

машины для сводки и пакетирования деревьев

Рабочее оборудование – дисковая пила с неподвижным диском над ней и пакетирующее устройство вывешены на стреле, которая закреплена шарнирно на поворотной платформе экскаватора и управляются тяговыми канатами или гидроцилиндрами. Привод пилы, в зависимости от базовой машины, механический через карданные телескопические валы и конический редуктор, гидро- или электро-механический.

6.2.2 Валовая производительность машины для сводки леса

Валовая производительность машины для сводки леса:

$$Q_{с.л} = (0,36 \cdot B_n \cdot 2\pi R (\alpha/360) K_1 K_2 K_3) / T, \text{ га/час}$$

где B_n – ширина полосы захвата за один цикл, м;
 R – радиус дуги, по которой проводится срез, м;
 $T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5$ – продолжительность одного цикла, с;
 $K_1 = 0,75$ – коэффициент использования диаметра фрезы;
 $K_2 = 0,9$ – коэффициент использования ширины захвата;
 $K_3 = 0,7$ – КИРВ

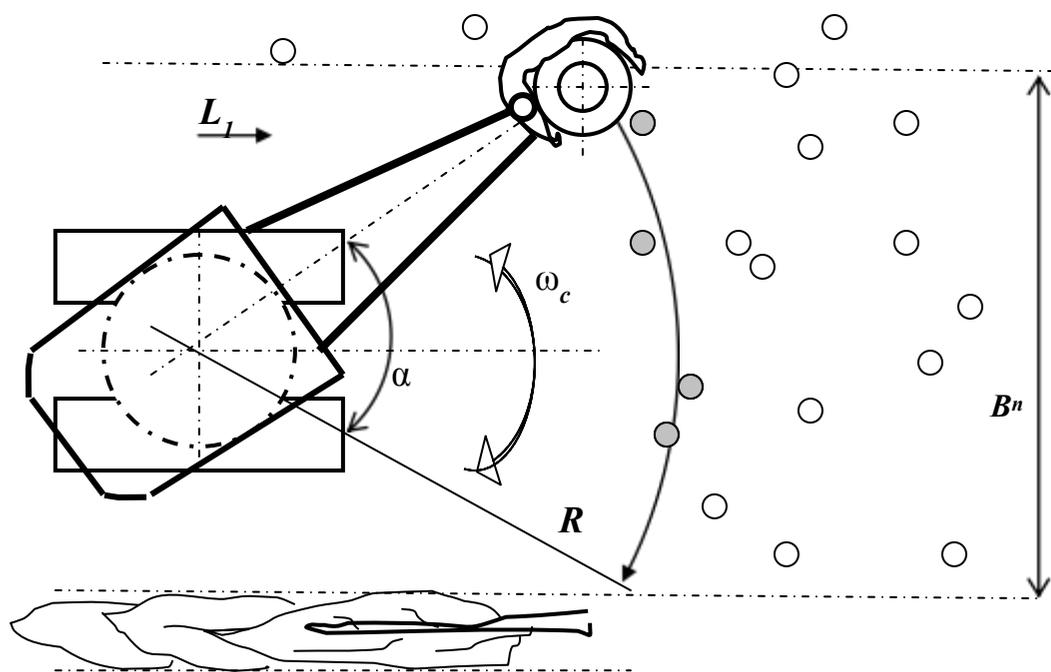


Рис.6.2.2. Схема работы машины по сводке деревьев
Рабочий цикл состоит из следующих операций:

1. срезание древесной растительности на уровне кочек $t_1 = (9 \text{--} 11)$ с;
2. укладка срезанной древесины в навал, $t_2 = 5$ с;
3. опускание дисковой пилы на уровень поверхности залежи, t_3 ;
4. подрезка кочек и пней при обратном движении рабочего органа, t_4 ;
5. передвижка машины вперед на длину L_1 и установка оборудования вверх, t_5 .

6.2.3 Энергия, необходимая для спиливания дерева

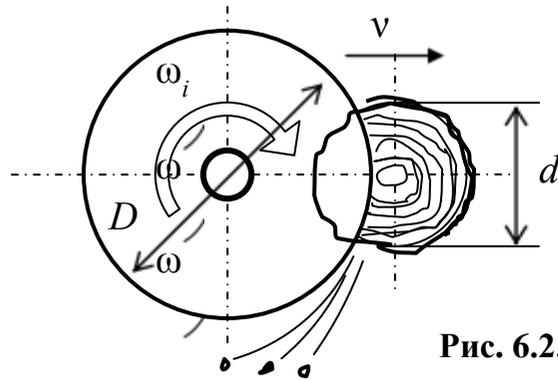


Рис. 6.2.3

При спиливании дерева источником энергии является двигатель, а также накопленная кинетическая энергия фрезы и вращающихся частей привода. Она расходуется на резание и сообщение кинетической энергии стружке.

Уравнение баланса мощности при спиливании дерева диаметром d

$$A_{дв} + A_{фр} = A_p + A_{кэ},$$

$A_{дв}$ – энергия двигателя, передаваемая к фрезе за время спиливания дерева;

$A_{фр}$ – энергия от вращающейся фрезы за счет уменьшения ее угловой скорости;

A_p – энергия, необходимая для резания одного дерева;

$A_{кэ}$ – кинетическая энергия, сообщаемая древесной стружке.

Расчетами установлено, что энергиями $A_{дв}$ и $A_{кэ}$ можно пренебречь, т.к. они компенсируют друг друга, т.е. $A_{дв} \cong A_{кэ}$.

Энергия, передающаяся от вращающейся фрезы за счет уменьшения её угловой скорости определим как разность кинетических энергий вращающегося диска, обладающего моментом инерции I , в начале и конце пиления одного дерева, т.е. при угловых скоростях и

$$A_{фр} = c \frac{I(\omega_0^2 - \omega_1^2)}{2}$$

где $c = 1,1$ – коэффициент, учитывающий моменты инерции вращающихся частей привода фрезы;

ω_0 – номинальная угловая скорость фрезы;

$\omega_1 = 0,7\omega_0$ – наименьшая допустимая угловая скорость фрезы.

Энергия, необходимая для резания одного дерева

$$A_p = \frac{\pi d^2}{4} p_{др} b$$

где $p_{др} = 1500000 \div 2000000$ Н/м² – удельное сопротивление резанию древесины;

d – диаметр спиливаемого дерева, м; b – ширина пропила, м.

Приравняв правые части уравнений по выражению энергий $A_{фр}$ и A_p и разрешив относительно диаметра d получаем зависимость, по которой можно найти **значение максимального диаметра спиливаемого дерева** при заданных параметрах фрезы и физико-механических свойствах определенной древесины

$$d_{\max} = \sqrt{\frac{2cI \cdot (\omega_0^2 - \omega_1^2)}{p_{др} \cdot \pi b}}$$

Например, для машины ЭТУ-0,75 максимально возможный диаметр спиливаемого дерева равен **0,4 м**.

6.3 Машины для глубокого фрезерования залежи с древесиной

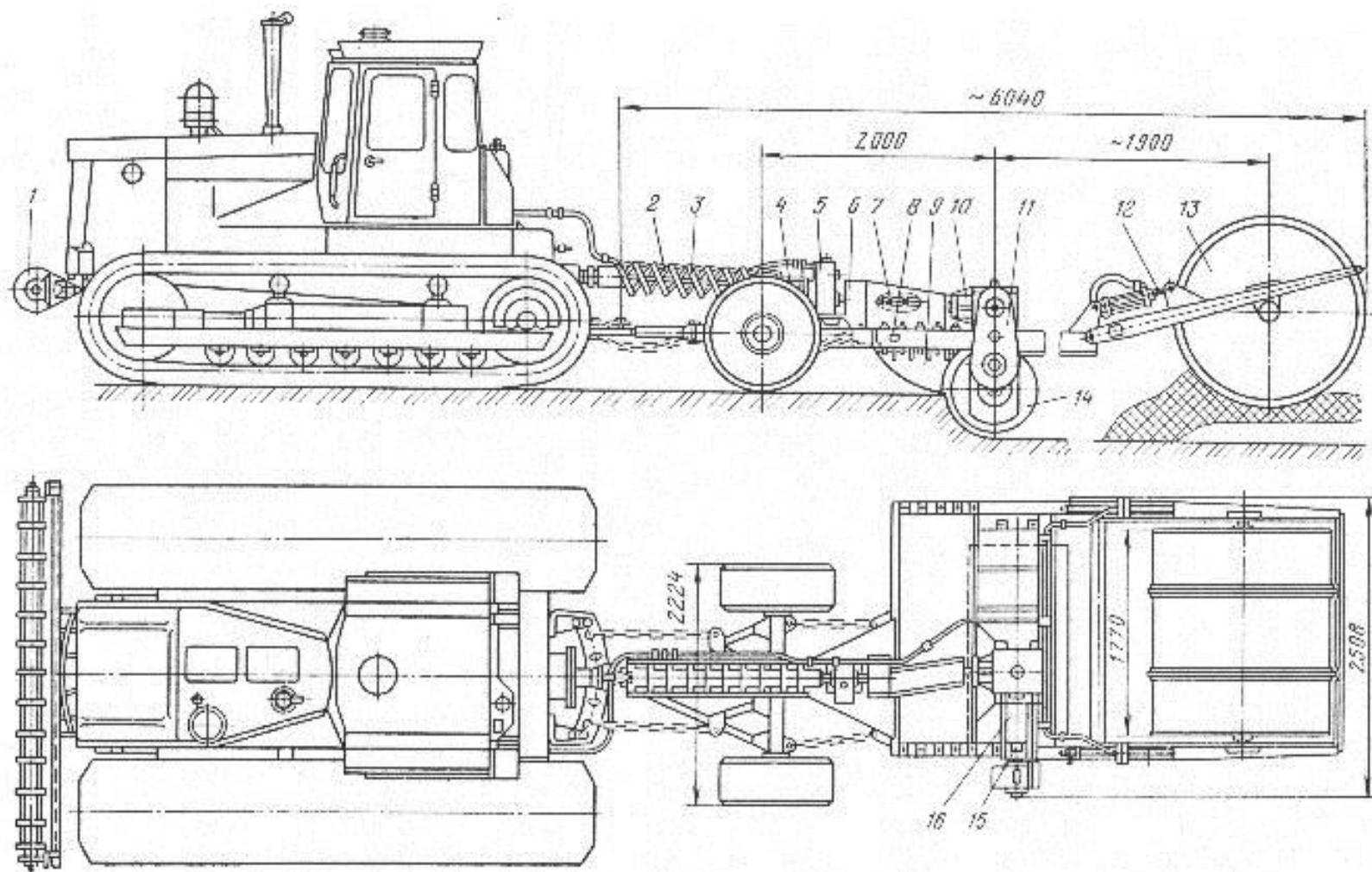
Рабочим органом является горизонтальная фреза, на боковой поверхности которой закреплены тарельчатые (чашечные) ножи. При поступательном движении агрегата фронтальная фреза размельчает торфяную залежь вместе с очесом и древесными включениями и выбрасывает массу под задний прикатывающий каток.

Эффективная работа обеспечивается, когда зазор между кромкой отбойной плиты и режущими кромками тарельчатых ножей равен (3-5) мм.

В конструкции фрезы применяются оригинальные опоры, позволяющие при наружном диаметре по концам ножей 830 мм обеспечивать глубину фрезерования 400 мм. Это достигается за счет встроенного цилиндрического редуктора с силовым корпусом.

Таблица 6.3.1 - Техническая характеристика машины МТП-42А

№	Наименование показателя	
1	Тип	прицепная
2	Ширина захвата, мм	1700
3	Глубина фрезерования, мм	400
4	Фреза:	
	диаметр по концам ножей, мм	830
	диаметр режущей кромки чашечных ножей, мм	95
	общее число ножей, шт	96
	частота вращения, об/мин	186/276
	скорость резания, м/с	8/12
5	Рабочие скорости, м/ч	98-745
6	Двигатель:	
	два передних опорных катка (диаметр/ширина), мм	1000/700
	задний прикатывающий каток	1500/1700
7	Эксплуатационная масса, кг	5430



1 – передний отвал; 2 – ограждение; 3, 7, 15 – карданные валы; 4 – колесная тележка; 5 – цилиндрический редуктор; 6, 16 – кожухи; 8 – рама; 9 – отбойная плита; 10 – конический редуктор; 11 – редуктор; 12 – гидросистема; 13 – прикатывающий каток; 14 – фреза

Рис. 6.3.1 Схема машины МТП-42А

6.4. Канавные машины непрерывного действия

6.4.1. Определение рабочей скорости многоковшового экскаватора для рытья картовых канав

Исходные данные:

1. Условия работы: залежь торфяная беспнистая;
2. Размеры канала, м: $B = 1,26$; ширина по дну $b = 0,3$; глубина $H = 2,0$.
3. Конструктивные параметры многоковшовой рамы:
 - расстояние между осями звездочек $L_k = 5,4$ м;
 - ширина захвата $b = 0,46$ м;
 - емкость ковша $y_k = 40$ л;
 - число ковшей $z = 14$ шт;
 - шаг ковшей $a = 0,88$ м;
 - угол наклона ковшовой рамы относительно горизонта $\alpha = 50^\circ$;
 - скорость ковшовой цепи $u = 0,925$ м/с.
4. Пластинчатый конвейер:
 - рабочая длина $L = 5,4$ м;
 - ширина ленты $b_k = 0,63$ м;
 - скорость $v_k = 1,3$ м/с.
5. Четырехлопастной разбрасыватель:
 - диаметр $D_p = 0,5$ м;
 - ширина $b_p = 0,65$ м;
 - окружная скорость $v_p = 7,7$ м/с.
6. Мощность двигателя машины: $N_{дв} = 50$ кВт.
7. Эксплуатационная масса многоковшового экскаватора $m = 16700$ кг.

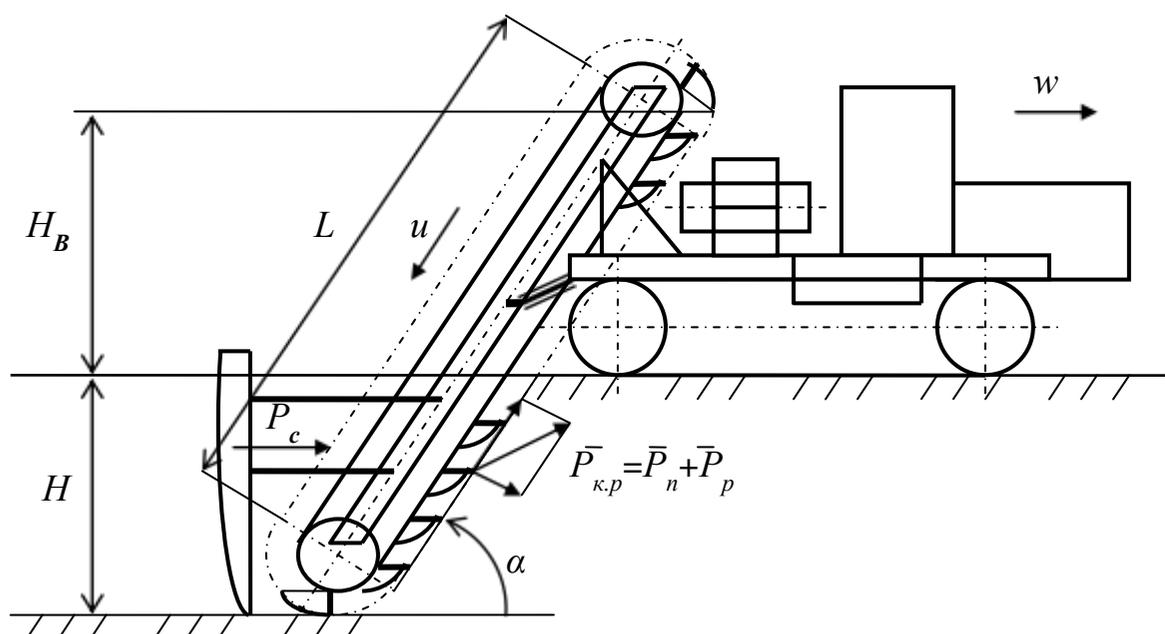


Рис. 6.4.1 Расчетная схема многоковшового экскаватора для рытья канав

Решение:

Уравнение баланса мощности при работе многоковшового экскаватора во время рытья осушительного канала с одновременным транспортированием грунта в сторону и разбрасыванием его по поверхности месторождения имеет вид:

$$N_{\text{об}} = \sum_{i=1}^5 N_i \text{ кВт.}$$

1. Мощность на передвижение экскаватора

$$N_1 = \frac{(\mu + k) m g w_0}{1000 \eta_1}, \text{ кВт}$$

где $(\mu + k) = (0,08 + 0,05)$ – коэффициент сопротивления передвижению гусеничного хода;

w_0 – поступательная скорость экскаватора (кинематическая), м/с;

$\eta_1 = 0,7$ – КПД трансмиссии машины.

2. Мощность на работу многоковшовой рамы включает две составляющие:

2.1 Мощность на фрезерование торфяной залежи ковшами рабочего органа

$$N_2 = \frac{p_m Q}{1000 \eta_2}, \text{ кВт}$$

где $p_m = \frac{15000}{\sqrt{\delta}}$ – удельные затраты энергии на резание торфяной залежи, Н/м²;

Н/м²;

$\delta = a \frac{v(1-\epsilon)}{u} \sin \alpha$ – толщина стружки, снимаемой режущей кромкой

ковша, м;

$\epsilon = 0,05$ – буксование движителя машины;

$Q_x = \frac{B b^+}{2} H_0$ – производительность по ходу, м³/с;

$\eta_2 = 0,8$ – КПД привода ковшовой рамы.

2.2 Мощность для подъема сфрезерованной массы на высоту разгрузки из ковшей

$$N_3 = \frac{g \rho Q_n H_n}{1000 \eta_3}, \text{ кВт}$$

где $\rho = 980$ – плотность сфрезерованной массы, кг/м³;

$H_n = 0,5H + H_B$ – высота подъема материала, м.

3. Мощность на работу горизонтального ленточного конвейера

$$N = \frac{f q L v}{1000 \eta} \text{ кВт}$$

где $f_k = (0,30 \dots 0,35)$ – коэффициент сопротивления перемещению материала конвейером;

$q = q_n + q_m$ – погонная нагрузка от массы элементов конвейера и от торфяной массы.

4. Мощность на сообщение ротором кинетической энергии сфрезерованной массе

$$N = \frac{\rho Q c^2}{2 \cdot 1000 \eta} \text{ кВт}$$

где $c = 2 \cdot \sqrt{r}$ – линейная скорость материала при сходе с лопаток ротора, м/с;
 $\eta_4 = 0,9$ – КПД привода ротора.

5. Мощность на преодоление сопротивлений от скрепера и подачи ковшовой рамы

$$N = \frac{(P_p + P_w)}{1000 \eta_1} \text{ кВт}$$

где $P_p = \left(\frac{B b}{2} + b_k \right) \cdot p_c$;

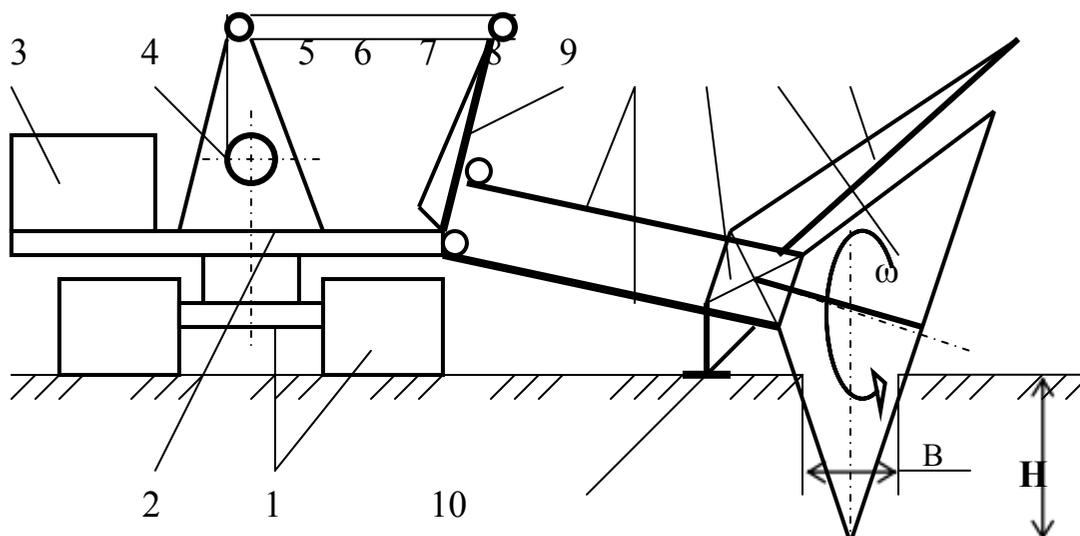
$p_c = 0,5 p_m$ – удельные затраты энергии на резание залежи скрепером, Н/м²;

$P_w = P_p (\sin \alpha + \cos \alpha)$ – сопротивление подачи ковшовой рамы, Н;

$P_p = \frac{P_u Q}{u}$ – сила резания торфяной залежи, Н.

6.4.2 Канавные машины с конусной фрезой

Для рытья и углубления картовых канав применяются машины непрерывного действия серии МК с рабочим органом – *конусная фреза*. Оборудование **МК-1,8** навешивается на экскаватор Т-3М, т.е. машина – **МТП-32**; или монтируется на одноосной колесной тележке и работает в сцепке с гусеничным трактором Т-130Б, наименование – **МТП-36** (МК-1.8П). Для предварительного осушения может устанавливаться фреза меньшего диаметра – **МК-1.2**



1 – движитель с нижней рамой, 2 – поворотная платформа, 3 – двигатель, 4 – основная стойка с приводным барабаном, 5 – поворотная стойка, 6 – стрела, 7 – привод, 8 – конусная фреза, 9 – направляющий кожух, 10 – опора

Рис.6.4.2. Канавная машина МТП-32 с конусной фрезой на базе экскаватора

Таблица 6.4.2 Технические данные канавных машин с конусной фрезой

№	Наименование показателя	МТП-32	МТП-В2П	МК-1.2	
1	Диаметр фрезы, м		4.0	4.0	2.8
2	Частота вращения, мин^{-1}		140	140	218
3	Общее количество тарельчатых ножей		48	48	36
4	Наибольшая глубина канавы, м		1.8	1.8	1.2
5	Рабочие скорости передвижения, м/час		280-350	150-350	150-350
6	Производительность, $\text{м}^3/\text{час}$		180-270	180-270	100-120
7	Эксплуатационная масса машины, кг		4.0 без экс.	6.9	6.5

Параметры картовой канавы в поперечном сечении характеризуются:

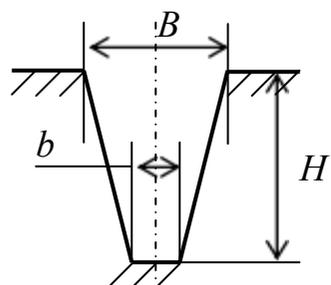


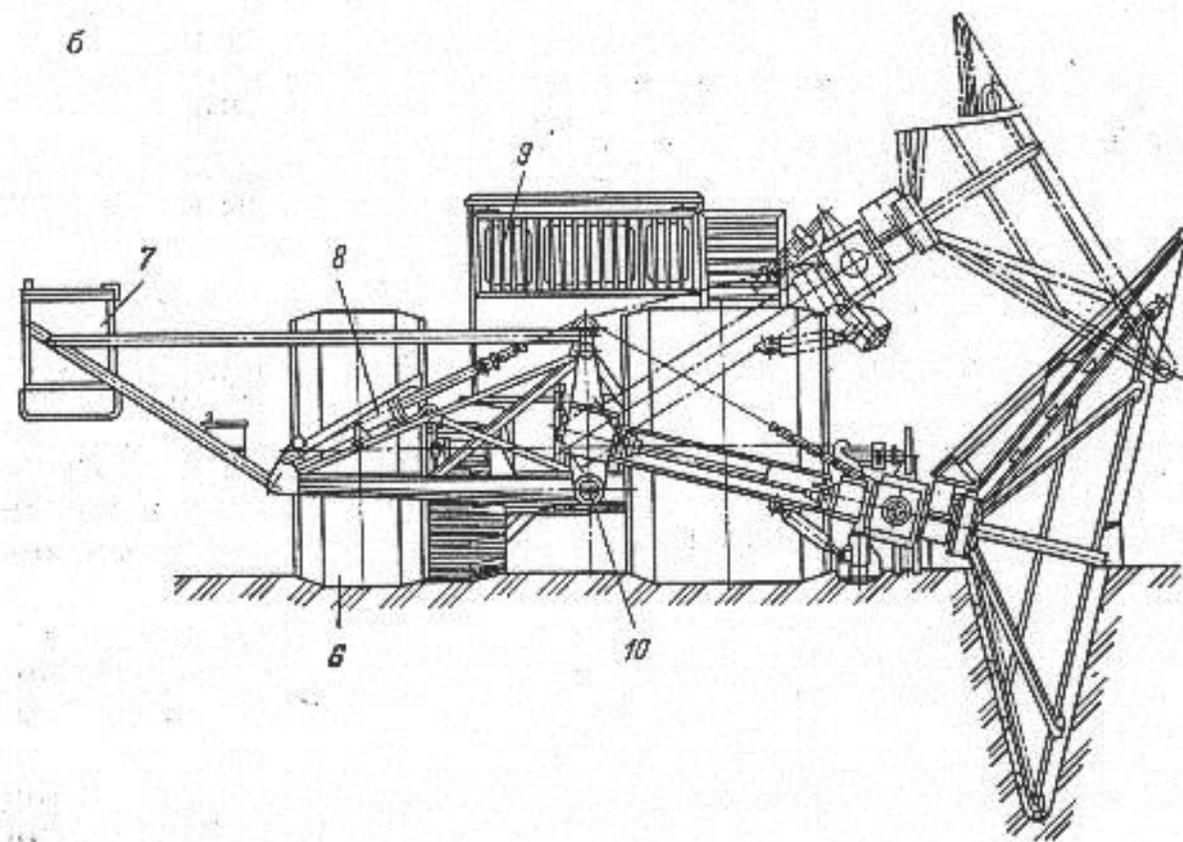
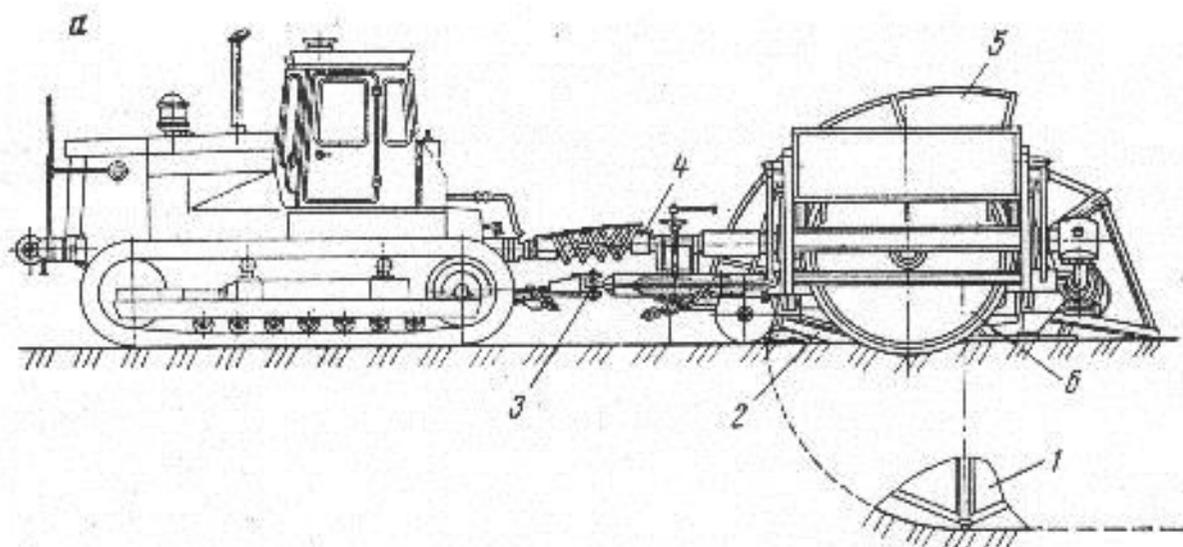
Рис.6.4.3.

H - глубина канавы, м

$B = 0.3$ м - ширина по дну;

Заложение откосов в торфяной залежи – $\alpha = 0.25$
для минеральных грунтов – (0.5, 0.75 или 1.0)

$B = 2\alpha \cdot H + b$ – ширина канавы на поверхности, м.



a – вид сбоку; *б* – вид сзади;
 1 – конусная фреза; 2 – опорная лыжа; 3 – сцепка;
 4 – трансмиссия; 5 – кожух; 6 – колесный движитель; 7 – контргруз;
 8 – гидросистема; 9 - решетка; 10 - подвеска

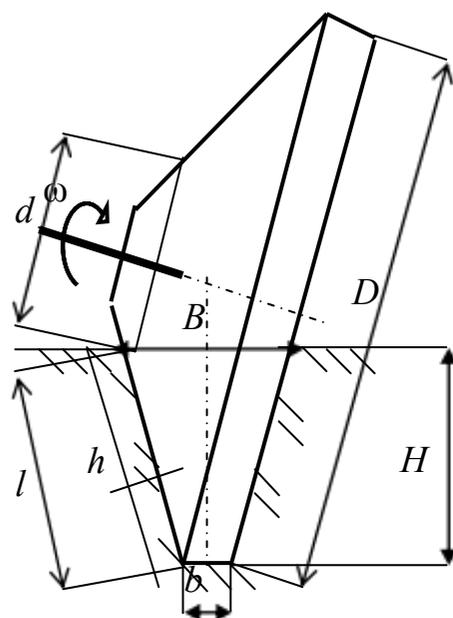
Рис. 6.4.4 Схема канавной машины МТП-32А

Таблица 6.4.2 - Техническая характеристика канавных машин

№	Наименование показателя	МТП-32А	МТП-32Б
1	Тип	Прицепная, колесная	Прицепная, гусеничная
2	Частота вращения фрезы, об/мин	151	154
3	Диаметр фрезы по концам ножей, мм		
	по большему основанию	3800	3800
	по меньшему основанию	150	150
4	Диаметр чашечного ножа, мм	120	120
5	число ножей, шт		
	общее	42	42
	в плоскости резания	2	2
6	Параметры отрываемой канавы:		
	глубина (максимальная), мм	1800	1800
	ширина по дну, мм	200	200
	заложение откосов	0,25	0,25
7	Транспортные скорости, км/ч	2,3-5,4	2,3-5,4
8	Производительность, м ³ /ч	140-240	140-240
9	Параметры движителя, мм:		
	диаметр катков	1800	-
	ширина (левый/правый)	1216/2000	-
	гусеницы (ширина/опорная длина)	-	750/3720
10	Габаритные размеры, мм		
	длина	5475	6730
	ширина	8830	8900
11	высота в транспортном положении	5400	4370
12	Дорожный просвет, мм	525	400
13	Масса машины без контргруза, кг	8990	9155
14	Масса контргруза, кг	1050	2000
	Давление на грунт, кПа	24	20

6.4.3 Условие достаточности производительности конусной фрезы

Производительность фрезы по ходу агрегата



определим как произведение площади поперечного сечения канала (трапеция) на поступательную скорость:
 $Q_x = Fv = 0.5(B+b)Hv, \text{ м}^3/\text{с}$

Конструктивная производительность фрезы за один оборот равна

$$Q_{\phi k} = \frac{\phi}{t} \cdot V, \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\phi^p = (0,8 \dots 0,9)$ – коэффициент заполнения пространства, ограниченного высотой тарельчатых ножей,

$k_p = (1,2 \dots 1,5)$ – коэффициент разрыхления массы в результате фрезерования;

$t = 60/n$ – продолжительность одного оборота, с/об.

Рис. 6.4.5

Объем торфа, снимаемый фрезой за один оборот,

$$V_1 = lh \cdot 2\pi r = lh \cdot \pi(R+r),$$

где lh – площадь поперечного сечения снимаемого слоя;

$r = (R+r)/2$ – средняя длина окружности по боковой поверхности фрезы.

Тогда производительность фрезы в единицу времени

$$Q_{\phi} = \frac{\phi}{k_p} \cdot lhRr \cdot \frac{\phi}{602k_p} \cdot \frac{n}{\omega}$$

Условие достаточности производительности конусной фрезы: $Q_{\phi} \geq Q_x$.

Выразим максимальную толщину снимаемого слоя или высоту рабочего пространства фрезы, которые определяется ее геометрическими и кинематическими параметрами:

$$h \geq \frac{k_p B h}{\phi R r_+} + \frac{H}{l} \cdot \frac{v}{\omega}$$

Для того, чтобы весь торф, снятый тарельчатыми ножами, помещался в рабочем пространстве фрезы, необходимо соблюдение еще одного условия – **высота тарельчатого ножа должна быть больше максимальной толщины снимаемой стружки**

$$h \geq \delta_{\max}$$

т.к. в противном случае снятый слой будет упираться в боковую поверхность конуса, что приведет к существенному увеличению энергии на фрезерование.

Выражение для определения **максимальной толщины стружки, снимаемой конусной фрезой**, имеет вид

$$\delta_{\max} = \frac{2\pi v}{z \cdot \omega} \cdot 2 \cdot \sqrt{\frac{H}{D}} \cdot \sqrt{\frac{H}{D}}$$

где $z = (b \cdot i) / B \approx 5$ – число ножей в плоскости резания.

6.4.4 Мощность для работы канавной машины с конусной фрезой

Суммарная мощность, необходимая для работы машины с конусной фрезой, включает четыре составляющих:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \text{ кВт.}$$

Мощность на передвижение:

- для самоходной гусеничной машины с навесной конусной фрезой -

$$N = N_1 = \frac{m_T g \mu_2}{1000 \eta_1} v_0$$

- прицепной машины в составе с гусеничным трактором -

$$N = N_T + N_M = \frac{m_T g \mu_2 + m_M g \mu_1}{1000 \eta_1} v_0 (1 - \varepsilon)$$

где m_M , m_T и m_{II} – эксплуатационные массы самоходной машины, трактора и прицепной колесной машины, соответственно, кг;

$\mu_2 = (\mu_1 + \mu_2)$ и μ_k – коэффициенты сопротивления передвижению машин с гусеничным и колесным движителями;

v_0 – кинематическая скорость движения машины, м/с;

ε – буксование активного движителя самоходной машины или тягача.

Мощность на фрезерование торфа N_3 и пня N_4 :

$$N_3 = N_4 = \frac{p_m \alpha_{mx} p_{nnx} Q}{1000 \eta_1 \eta_2}$$

где $p_m = 200000 \delta$ – удельные затраты энергии на фрезерование торфа, Н/м²;

$\delta = 2\pi v / \omega$ – толщина стружки, м;

$\alpha = \alpha_{\sqrt{x}} \approx \alpha_0$ – местная и средняя пнистость торфяной залежи;

$p_{nn} = (70 \dots 100) p_m$ – удельные затраты энергии на фрезерование пня, Н/м²;

$Q_x = Fv = 0,5(B+b)H \cdot v_0 (1 - \varepsilon)$ – производительность по ходу, м³/с;

η_1 и η_2 – КПД трансмиссии движителя и привода шнек-фрезы.

Мощность на сообщение кинетической энергии сфрезерованной массе

$$N_4 = N_{кэ} = \frac{c m v_2^2}{2 t} \varepsilon$$

где $c = 1, 2$ – коэффициент, учитывающий повторное соударение ножей с фрезеруемой массой;

$\rho \approx 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность сфрезерованной массы;

$v = \omega R_\phi = \pi D n / 60$ – окружная скорость фрезы по наружному диаметру, м/с.

Если в первое уравнение вместо суммарной мощности N подставить значение эксплуатационной мощности двигателя $N_{дв}$, обеспечивающего работу машины,

то получаем **уравнение баланса мощностей**

$$N_{дв} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4,$$

решив которое относительно v_0 получим ту наибольшую теоретическую, поступательную скорость, при которой максимально реализуется мощность двигателя.

6.5 МАШИНЫ ДЛЯ РЕМОНТА ОСУШИТЕЛЬНОЙ СЕТИ

6.5.1 Шнеко-роторная машина для ремонта картовых канав

Содержание в рабочем состоянии открытой осушительной сети на разрабатываемых торфяных месторождениях сопряжено с выполнением большого объема работ по их периодическому ремонту. Например, только на технологической площадке (500x1000)м общей площадью 50 га развернутая длина картовых канав, при ширине карт 20, 30 или 40м, составляет 10-20км.

Для ремонта (очистка и углубление), картовых канав широко применяются канавные машины РК-0 и РК-1. Рабочее оборудование – конусная шнек-фреза с ротором-метателем и напорным щитом – смонтировано консольно на телескопической рамке, которая закреплена шарнирно с правой стороны по ходу на одноосной колесной тележке. Машина работает в агрегате с гусеничным трактором кл.тяги 3, или с колесными - кл.тяги 1.4 и 2. Привод – механический от ВОМ через карданный телескопический вал, два конических редуктора и промежуточный вал с цепными муфтами. Перевод оборудования в рабочее или транспортное положения – два силовых цилиндра, подключенные к отдельным секциям распределителя гидросистемы трактора. *Основные технические данные машины РК-0:*

1. производительность машины по рабочему органу, $m^3/ч$ – 350
2. глубина очистки, м до 1.8
3. дальность отбрасывания гидромассы, м – до 14
4. рабочие скорости передвижения, км/ч 1,3-2,4
5. масса с контргрузом, кг 2450
6. параметры конусного шнека:
 - диаметры min/max, мм 200 / 400
 - шаг витков, мм переменный (150-300)
 - частота вращения, c^{-1} 9,0
7. ротор-метатель:
 - диаметр/ширина, мм 600/200
 - окружная скорость по концам лопаток, м/с 16,7
8. катки движителя: кол-во; (диаметр/ширина), мм 2x(600/1000)

6.5.2 Производительность ротора шнеко-роторной машины

Для нормальной работы каналоочисти-

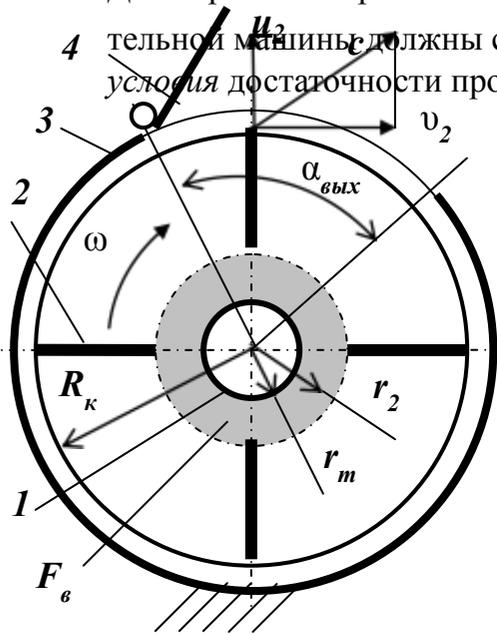


Рис. 6.5.1

Производительность по выходному сечению кожуха

$$Q_2 = \frac{\phi_2}{k_p} \cdot F \cdot u_2 = \frac{\phi}{k_p} \cdot \frac{2}{p} \cdot D b_{кквых} \cdot u_2,$$

где $u_2 \cong v_2$ – принимается для разрыхленной торфяной массы с влагой более 85%;

$\phi_p = 0,7$ – коэффициент заполнения пространства ротора торфяной массой;

$k_p = 1,5$ – коэффициент разрыхления.

Производительность Q_2 должна быть больше производительности шнека

$Q_{ш}$ по ходу машины

$$Q_{ш} = \frac{\phi_{шс}}{k_p} \cdot \pi R_{шс}^2 \cdot v_{шс} \cdot (2 - \gamma_{шс}^2),$$

где $\phi_{шс} = 0,7$ – коэффициент заполнения пространства между витками шнека;

$v_{шс} = \phi_{вр} \cdot H/t$ – осевая скорость продвижения торфяной массы в шнеке, м/с;

$\phi_{вр} = 0,1 \dots 0,3$ – коэффициент вращения торфяной массы вместе со шнеком;

H – средний шаг витков шнека, м;

t – время, за которое масса перемещается на один шаг, с; для однозаходного шнека $t = 60/n = 2\pi/\omega$.

Приравняв производительности Q_2 и $Q_{ш}$ и разрешив уравнение относительно b_k найдем **достаточную ширину выходного сечения кожуха**

$$b_k \geq \frac{\phi_{вр} \cdot R_{шс}^2 - \phi_{шс}^2}{2\alpha_{вык} \cdot 2 \cdot R_k} H,$$

С другой стороны $b_k \geq v_n t$, где $v_n = v_m \cos \beta$ – проекция скорости передвижения машины в направлении оси вращения шнека, наклоненной к горизонту по углом β ;

$t = 2\pi/(\omega z)$ – время поворота многозаходного z шнека не один шаг витка, с.

Тогда последнее условие - $b_k \geq \frac{\pi \cdot \phi_{шс}}{z} \cdot \cos \beta$

4 тельной машины должны соблюдаться два условия достаточности производительности

центробежного колеса :

- по выходному цилиндрическому сечению кожуха (сектор с углом $\alpha_{вык}$);

- по входному, плоскому сечению F_6 в центробежное колесо.

Толщина стружки грунта, снимаемого одной лопаткой колеса должна быть меньше ширины лопатки.

Площадь выходного сечения кожуха S :

$$F_{вык} = \frac{\pi \cdot R_k \cdot b_k \cdot \alpha_{вык}}{2\pi},$$

где $\alpha_{вык}$ – центральный угол, охватывающий дугу выходного сечения кожуха, рад;

$D_k = 2R_k$ – наружный диаметр колеса,

примерно равен диаметру кожуха.

6.5.3 Скорость частиц при сходе с лопаток. Дальность бросания

Для разжиженной торфяной массы силы трения этой массы о поверхность лопаток малы, поэтому при инженерных расчетах ими можно пренебречь. Тогда (см. рисунок 3.6.2) можно записать, что $u_2 \cong v_2$ и $\alpha_2 \cong 45^\circ$.

Абсолютная скорость частиц при сходе с лопаток - $c=2v_2\sqrt{\quad}$

Дальность бросания торфяной массы лопатками ротора а также наибольшую высоту ее полета определим на классической модели, имитирующей движение материальной точки без учета сопротивления среды.

Уравнения движения частицы:

$$x=c_2 \cos \alpha_2 \cdot t;$$

$$y=c_2 \sin \alpha_2 \cdot t - gt^2/2.$$

Из первого уравнения выразим t и подставим его значение во второе. Тогда

$$y=x \cdot tg \alpha_2 - \frac{gx^2}{2c^2 \cos^2 \alpha_2}$$

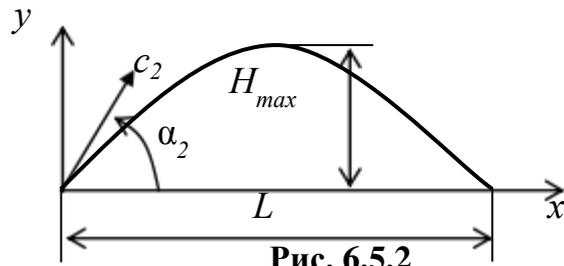


Рис. 6.5.2

Продифференцируем функцию и приравняем ее к нулю, т.е. $dy/dx=0$.

Окончательно: **высота полета** $H_{\max} = \frac{1}{2} \frac{v_2^2}{g}$; **дальность бросания** $L_{\max} = 2v_2^2/g$.

6.5.4 Мощность для работы ротора-метателя канавной машины

Мощность для работы ротора канавной машины включает **три** слагаемых:

1. Мощность для съема грунта

$$N_c = \frac{p Q_{x.u}}{1000 \eta_{u_i}}$$

где $p_c \cong 1000 \text{ Н/м}^2$ – удельный расход энергии на съем торфяной массы с помощью лопаток ротора;

$Q_{x.u}$ – производительность шнека по ходу машины, $\text{м}^3/\text{с}$;

η_{u_i} – КПД привода рабочего органа;

2. **Мощность на волочение торфяной массы по неподвижному кожуху**

$$N_v = \frac{m}{2l} \frac{v_2^2}{\eta_{u_i}} = \frac{\rho Q_{x.u}^2}{21000} f_{np} \frac{\alpha}{\eta_{u_i}} \frac{\alpha}{\pi} \frac{\rho Q_{x.u}^2}{\eta_{u_i}}, \text{ кВт}$$

где $f_{np} \cong 2 \dots 3$ – приведенный коэффициент трения торфяной массы по внутренней поверхности кожуха;

$\alpha = 2\pi - \alpha_{\text{вых}}$ – угол, соответствующий поверхности кожуха ротора, рад ;

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность торфяной массы;

v_2 – окружная скорость по концам лопаток ротора, м/с ;

3. **Мощность на сообщение кинетической энергии разбрасываемой массе**

$$N_{кэ} = \frac{\rho Q_{x.u}^2 Q}{21000 \eta_{u_i}} \frac{\rho v_{x.u}^2}{\eta_{u_i}}, \text{ кВт}$$

где $c=2v_2\sqrt{\quad}$ – абсолютная скорость частиц при сходе с лопаток ротора, м/с .

6.6 ДРЕНАЖНЫЕ МАШИНЫ

6.6.1 Машины для устройства закрытого дренажа

Технологические требования к машинам по устройству закрытого дренажа:

1. Обеспечивать устройство дренажа с заданным углом не зависимо от рельефа поверхности;
2. Прокладывать дрены на заданную глубину (1,5-2,5) м;
3. Обеспечивать правильное сопряжение дрен с закрытыми и открытыми каналами;
4. Комплексная механизация всех операций по устройству дренажа;
5. Допускать постоянный контроль качества дрен.

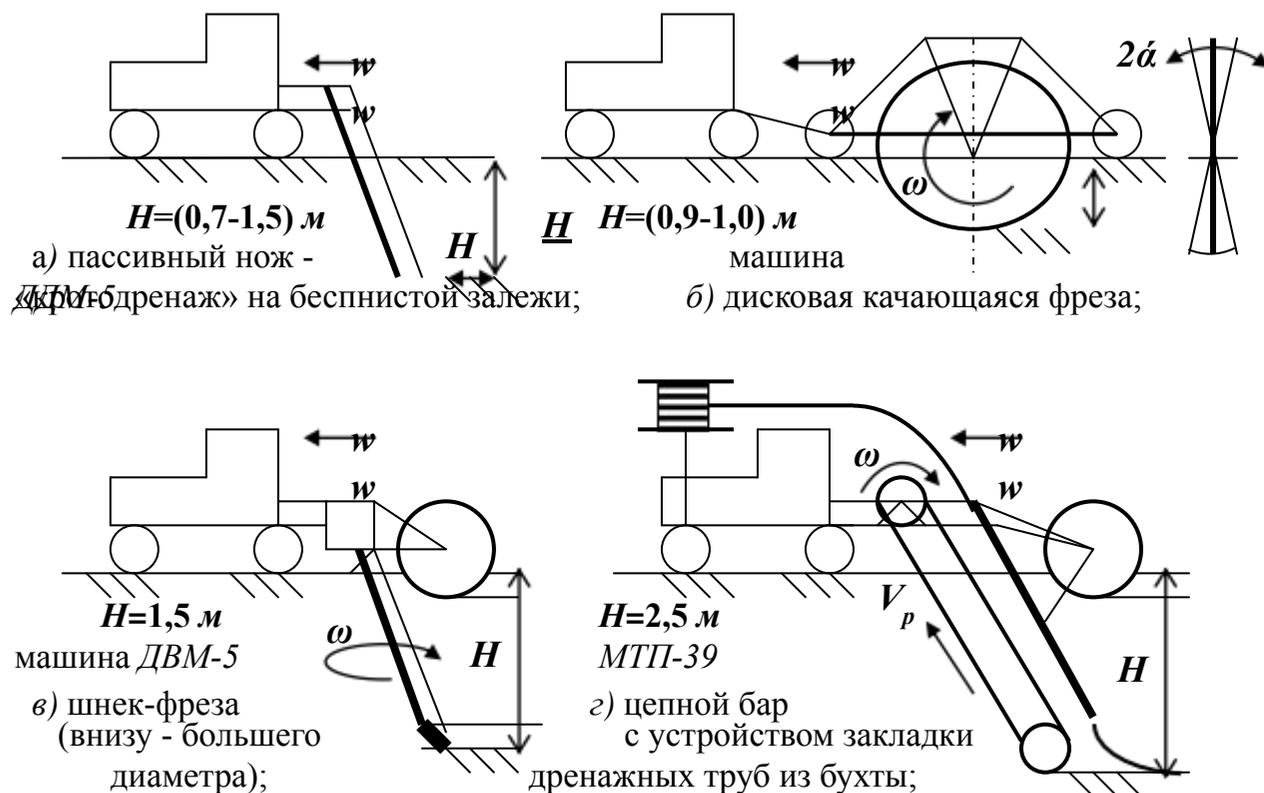
Дренажные машины классифицируются

по назначению и виду прокладываемого дренажа:

- машины для устройства материального дренажа из труб и пористых материалов (гончарные трубки, пластмассовые трубы в бухтах);
- машины для устройства кротового и щелевого дренажа;

по типу и устройству рабочего органа:

- цепной многоковшовый;
- скребковый (цепной бар);
- роторный многоковшовый;
- дисковая фреза;
- вертикальный нож;
- шнек-фреза.



В **торфяной** промышленности нашли применение машины с **цепным баром** (навесные: МГД-3 на экскаваторе ТЭ-3 или МТП-39 на тракторе Т-130Б), а также со **шнек-фрезой** (прицепные и навесные типа ДВМ и МЭД).

В **мелиорации** широкое применение получили **экскаваторы-дреноукладчики** типа **ЭТЦ** и канавные машины К-1Б с рабочим органом – **многоковшовая рама** и со специальным оборудованием для укладки гончарной трубки.

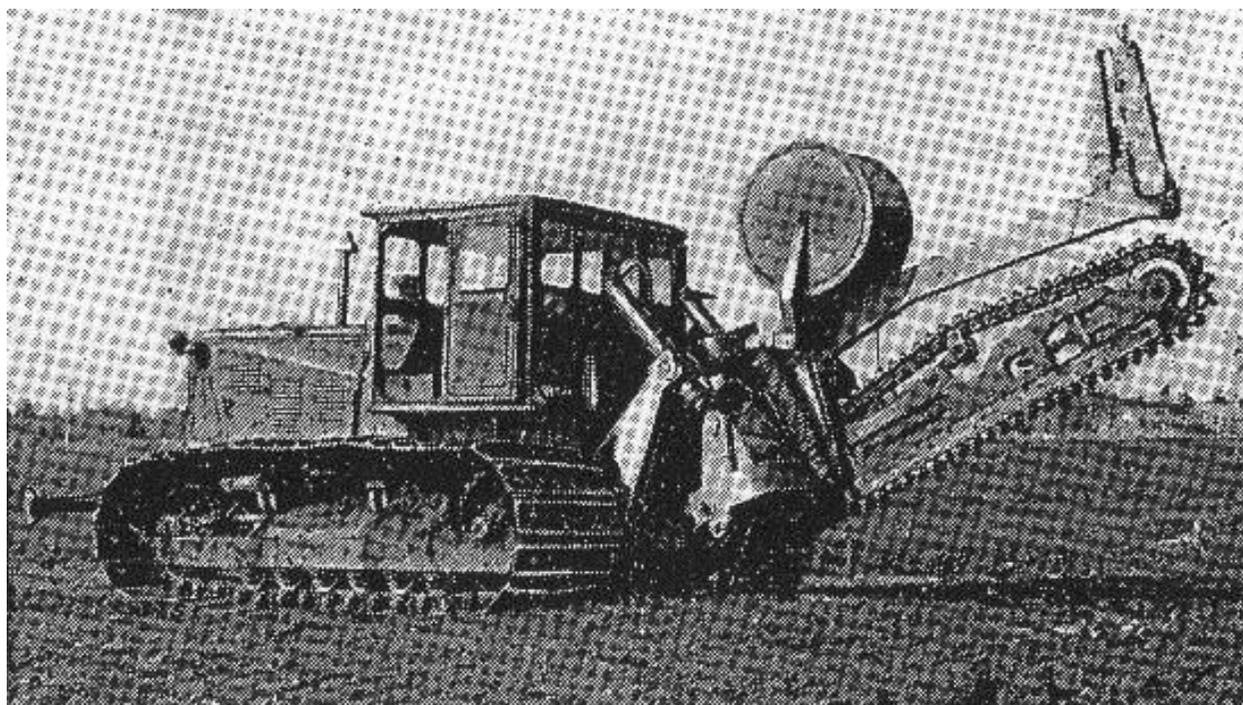
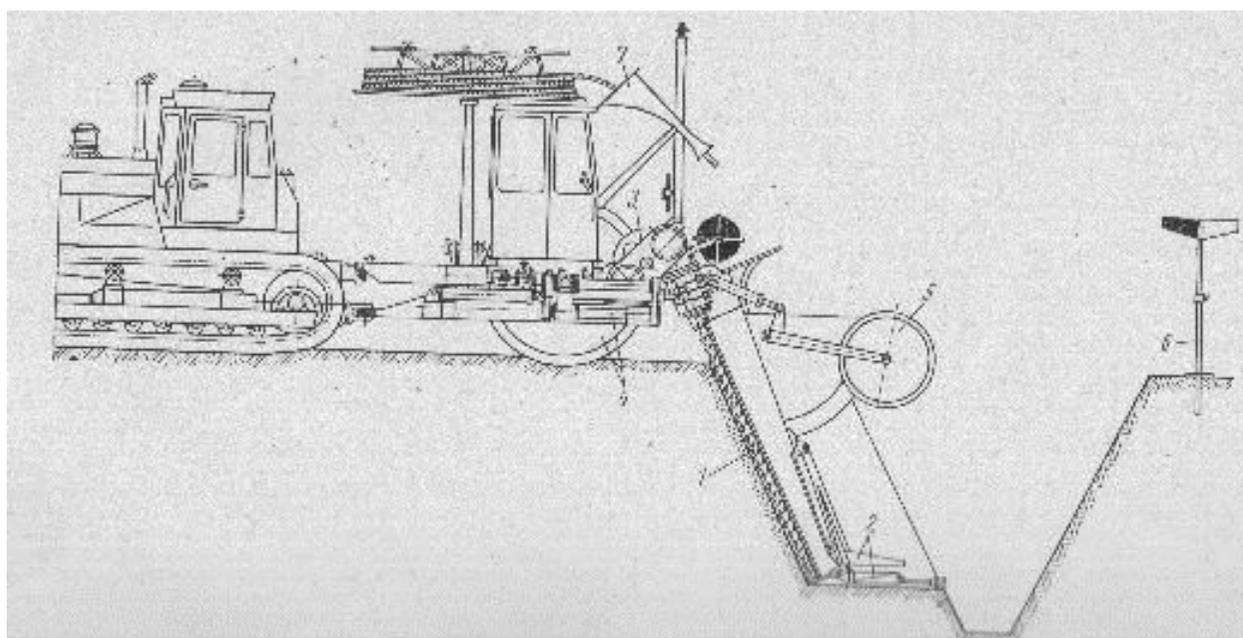


Рис. 6.2. Машина глубокого дренирования МТП-39 на тракторе С-100Б



1–рабочий аппарат (винтовая фреза); 2 – трубоформователь; 3 – редуктор;
4 – колесный движитель; 5 – закрывающий аппарат;
6 – визирное приспособление; 7 – механизм подачи трубок

Рис. 6.6.1 Общий вид машины по закладке пластмассового дренажа

6.6.2 Мощность для работы цепного бара дренажной машины МТП-39

Суммарная мощность при работе цепного бара включает четыре составляющих:

$$N_{ц.б.} = N_{ф.м.} + N_{ф.п.} + N_{к.э.} + N_{п.м.}, \text{ кВт.}$$

Мощности на фрезерование торфа и древесных включений (пней) выражаются через удельные сопротивления резанию указанных материалов, которые зависят от толщины снимаемой стружки и их физико-механических характеристик, и производительность по ходу, т.е. $N_{ф.} = f(p_m, p_{пн}, Q_x)$:

$$N_{ф.} = \frac{p_m \delta + p_{пн} a}{1000} \frac{Q_x}{\eta_1 \eta_2} \text{ кВт}$$

где $p_m = 15000\delta$ - удельные затраты энергии на фрезерование торфа, H/m^2 ;
 $\delta = a(v/u)\sin\alpha$ - толщина стружки, m ;

a - шаг установки резцов на тяговой цепи бара, m ;

u - скорость цепи с резцами, m/c ;

$\alpha = \alpha_0$; $\bar{\alpha} = \alpha_0$ - местная и средняя пнистость торфяной залежи;

$p_{пн} = (70 \dots 100)p_m$ - удельные затраты энергии на фрезерование пня, H/m^2 ;

$Q_x = Fv = bHv_0(1-\varepsilon)$ - производительность по ходу, m^3/c ;

b и H - ширина и глубина прорезаемой щели прямоугольной формы, m ;

η_1 и η_2 - КПД трансмиссии двигателя и привода рабочего органа.

Мощность на сообщение кинетической энергии отбрасываемому материалу

$$N_{кэ} = \frac{\rho Q_x v_p^2}{2000\eta}$$

где ρ - плотность сфрезерованной массы, kg/m^3 ;

v_p - скорость по концам резцов цепного бара, m/c .

Мощность на подъем материала на высоту H_n

$$N_{п.м.} = \frac{\rho g Q_{цп} H_n}{1000\eta}$$

где $Q_{цп} = \frac{V}{tk} = \frac{V}{u} \frac{a}{u}$ - производительность цепного бара, m^3/c ;

$\phi_3 = 0,9$ - заполнение пространства между резцами;

$k_p = 1,2$ - коэффициент, учитывающий разрыхление материала;

$V = bah$ - объем пространства между соседними резцами, m^3 ;

b, a, h - ширина, шаг установки и высота резцов, m .

Для обеспечения устойчивой работы щеленарезной (дренажной) машины с цепным баром должно соблюдаться следующее условие $Q_{цп} \geq Q_x$,

т. е. **производительность по рабочему органу должна быть больше производительности по ходу машины.**

6.6.3 Мощность для работы шнек-фрезы дренажной машины

Мощность для работы шнек-фрезы дренажной машины включает затраты на фрезерование торфа и древесных включений, а также мощность для обеспечения транспортирования витками шнека сфрезерованной массы,

Мощности на фрезерование торфа и древесных включений (пней)

$$N_{\text{фн}} = \frac{\rho Q_{\text{нх}}}{1000} \left(1 + \frac{\alpha_{\text{мх}}}{\eta} \right) \frac{r Q_{\text{нх}}}{1000}, \text{ кВт.}$$

Мощность для обеспечения транспортирования витками шнека сфрезерованной массы

$$N_{\text{тр}} = \phi_{\text{сп}} \frac{\tau S}{1000 \eta_2},$$

где $\phi_{\text{сп}} = (0,5 \dots 0,7)$ – коэффициент, учитывающий наличие вращения торфяной массы вместе с витками шнека;

$\tau = 5000 \text{ Н/м}^2$ – сопротивление сдвигу торфяной массы;

ω – угловая скорость шнек-фрезы, рад/с ;

η_2 – КПД привода рабочего органа.

S – статический момент поверхности соприкосновения транспортируемой массы с окружающим пространством относительно оси вращения шнека, $\text{Н}\cdot\text{м}$:

$$S = 2\pi R \cdot lR = 2\pi R^2 l.$$

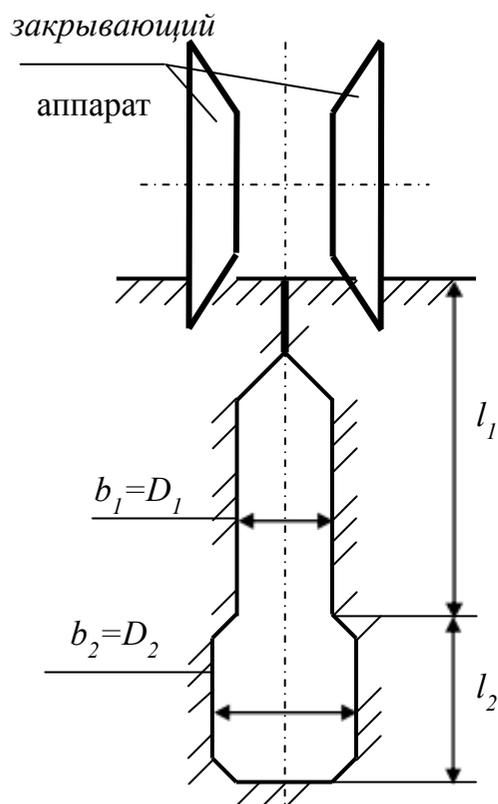


Рис.6.6.2

Учитывая, что рабочий орган дренажной машины состоит из двух шнек-фрез с основным диаметром по концам режущих кромок D_1 на длине l_1 и нижним хвостовиком длиной l_2 несколько большего диаметра D_2 , то статический момент следует определять по следующей формуле $S = 2\pi(R_1^2 l_1 + R_2^2 l_2)$, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Мощность на подъем массы на поверхность дрены

$$N_{\text{нм}} = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_2}$$

Последнюю составляющую, ввиду сравнительно небольших значений, при общих расчетах **не учитывают**.

Сопротивление закрывающего аппарата, как пассивного движителя, выполняющего и технологическую функцию, учитывается через затраты мощности на передвижение машины.

6.7 МАШИНЫ ДЛЯ КОРЧЕВКИ, ОЧИСТКИ И ПОГРУЗКИ ПНЕЙ

6.7.1 Машины для сплошной корчевки, сепарации, валкования и погрузки пней и древесных включений

Для подготовки торфяных месторождений и ремонта технологических площадок применяются прицепные, как пассивные (РКШ) так и активные (МТП-26) **корчеватели** пней. При этом могут использоваться одиночные и групповые клыки, навешиваемые на гусеничные тракторы. Для корчевки крупных пней используются торфяные экскаваторы, оснащенные корчевальными крюками или специальными захватами. **Валкование** выкорчеванных пней производится машиной **МП-3**.

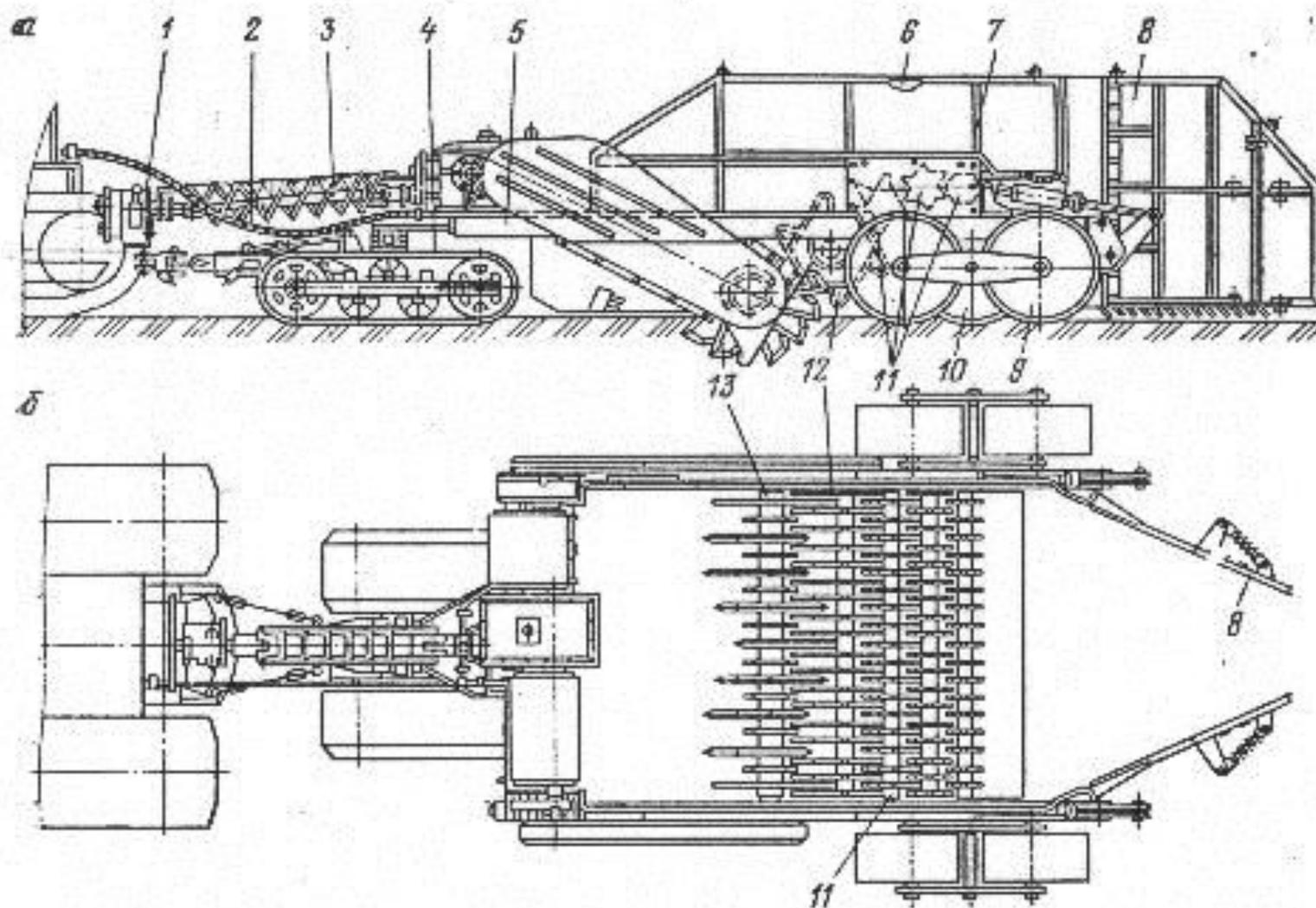
Погрузка осуществляется грейферными погрузчиками **МТТ-12** или экскаватором МТП-71, однако наиболее производительной является погрузчик непрерывного действия **МТП-29**.

Вывозка пней к местам временного складирования за пределами осваиваемого месторождения - в транспортных тележках типа ГПС (**МТП-24**), агрегируемых с гусеничными тракторами кл.тяги 3, например, ДТ-75Б.

Для обработки малопнистых месторождений серийно выпускается **МТП-26**, прицепная к гусеничному трактору кл.тяги 7 или 10, болотоходной модификации.

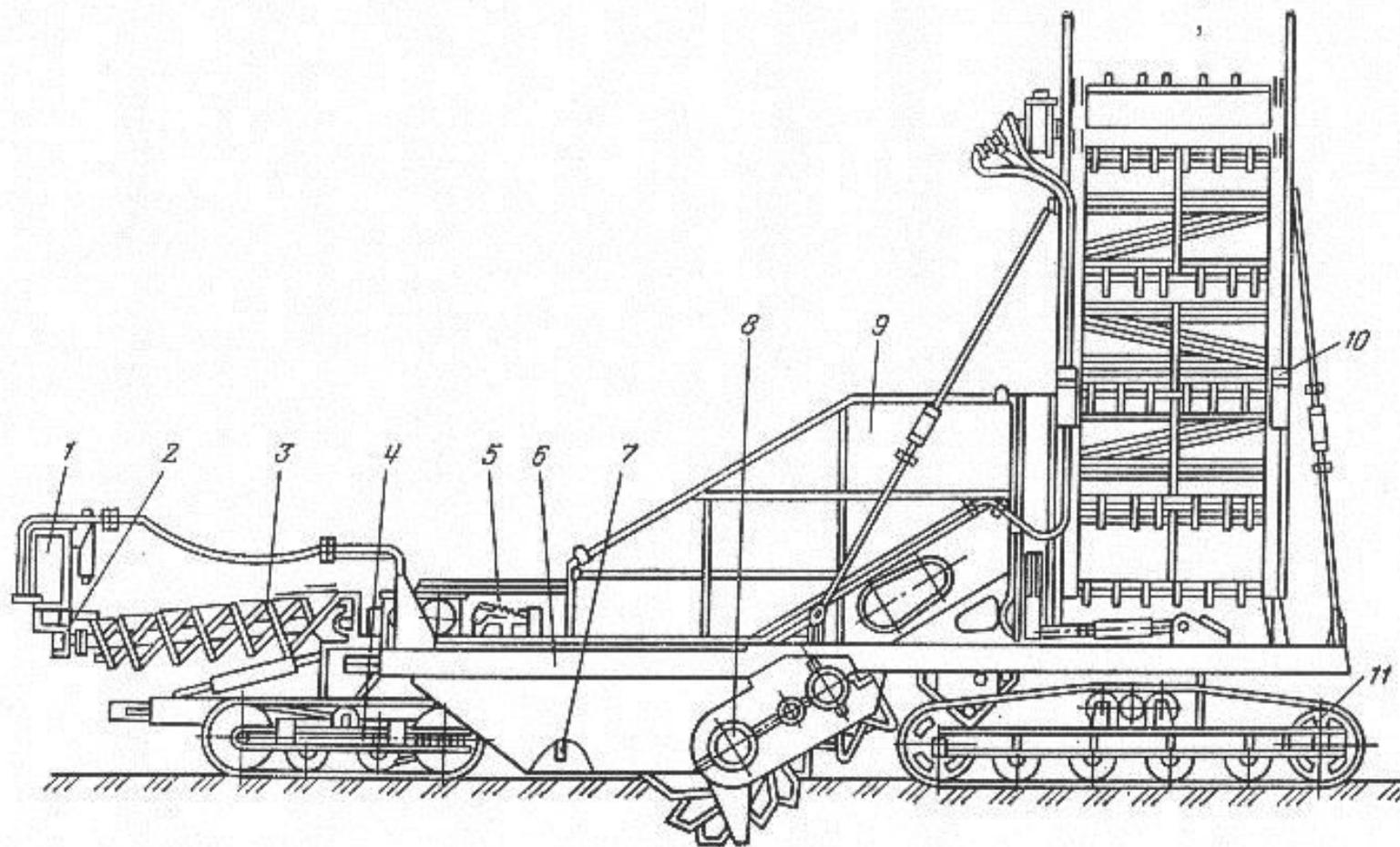
Рабочим органом является *корчующий ротор с клыками*, установленный фронтально, **валковый сепаратор** пней и **оформитель валка** в виде двух наклонных отвалов. Модификацией машины МТП-26 является МТП-81, которая обеспечивает не только сплошную корчевку пней на глубину 0,4 м и сепарацию их от торфа, но и с помощью **скребкового конвейера** одновременную погрузку в транспортную тележку. При расчете нагрузок на рабочем органе корчевателя принимается усилие корчевания на один клык $P_{кл} \approx 5 \cdot 10^6 \cdot d^2, Н$.

Комплексно операции **по сплошной корчевке, сепарации и погрузке пней и древесных включений в транспортные агрегаты обеспечивает самоходный комбайн КУП**.



а – вид сбоку; б – вид сверху; 1 – ходоуменьшитель; 2 – гидросистема; 3 – трансмиссия; 4 – гусеничная тележка; 5 – рама; 6, 7 – борта; 8 – формователь валка; 9 – балансирная каретка; 10 – каток прикатывающий; 11 – транспортирующее-сеперирующие роторы; 12 – съемный ротор; 13 – корчующий ротор

Рис. 6.7.1. Схема машины для сплошной корчевки пней МТП-26



1 – гидросистема; 2 – ходоуменьшитель; 3 – трансмиссия; 4, 11– гусеничные тележки; 5 – ограждение; 6 – рама; 7 – установка щита; 8 – корчующий, съемный и транспортирующее-сепарирующие роторы; 9 – борта; 10 – погрузочный конвейер

Рис. 6.7.2. Схема корчевателя пней МТП81А

6.7.2 Мощность на работу машины МП-3 для валкования пней

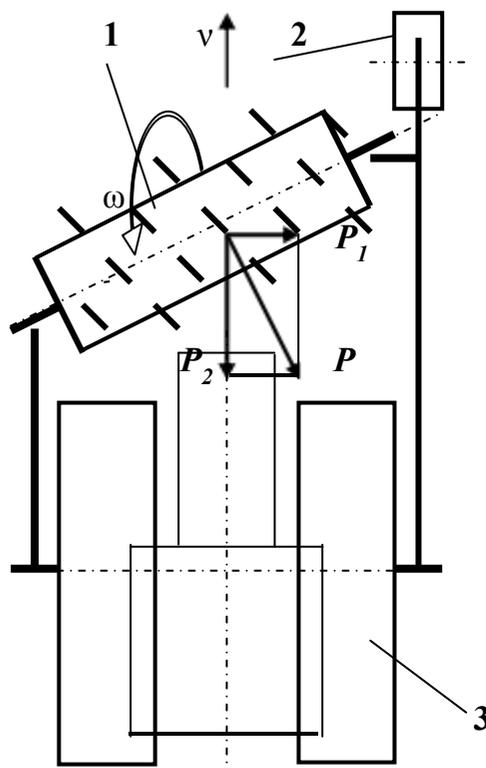


Рис. 6.7.3

Машина для валкования пней - полунавесное оборудование с передним опорным рояльным катком **2** на гусеничном тракторе **3**.

Рабочий орган – горизонтальный, **цилиндрический ротор с клыками 1** установлен **под углом 54°** относительно продольной оси, **вращается встречно** поступательному движению машины.

Параметры ротора.

-диаметр/длина, м	1,2/3,0
-высота клыков, мм	250
-количество клыков, шт	40
-частота вращения, с ⁻¹	8

Ширина захвата машины, м 2,5

Механический привод ротора обеспечивается от двигателя трактора ВОМ через двухскоростной цилиндрический редуктор, два карданных телескопических вала, неортогональный конический редуктор и цепную передачу.

Необходимые затраты энергии для работы машины включают:

Мощность для передвижения гусеничного трактора

$$N_1 = N_T = \frac{\mu t_T (mgv_0 + m_{IM} g v_0)}{1000 \eta_1}$$

где $\mu_T = \mu_1 + \mu_2 = 0,12$ - коэффициент сопротивления движению гусеничного трактора;

t_T - эксплуатационная масса трактора, кг;

m_{IM} - часть массы оборудования, приходящаяся на движитель трактора, кг;

v_0 - кинематическая (теоретическая) скорость трактора, м/с.

Мощность на сообщение кинетической энергии отбрасываемым пням

$$N_2 = N_3 = \frac{\rho_n Q_K v_K^2}{2000 \eta_2}$$

где ρ_n - плотность неочищенных пней, кг/м³

Q_x - производительность по ходу машины, м³/с;

v_K - окружная скорость по концам клыков, м/с;

η_1 и η_2 - КПД трансмиссии трактора и привода ротора.

Мощность на преодоление сопротивления передвижению рояльного колеса

$$N_3 = N_4 = \frac{\mu_{KK} G_K}{v}$$

где G_K - вертикальная нагрузка на рояльное колесо, Н;

$v = v_0(1 - \delta)$ - действительная скорость агрегата с учетом пробуксовки δ .

6.7.3 Клавишный сепаратор: производительность и затраты мощности

Производительность клавишного сепаратора характеризуется по двум составляющим: *по пням и по торфу*.

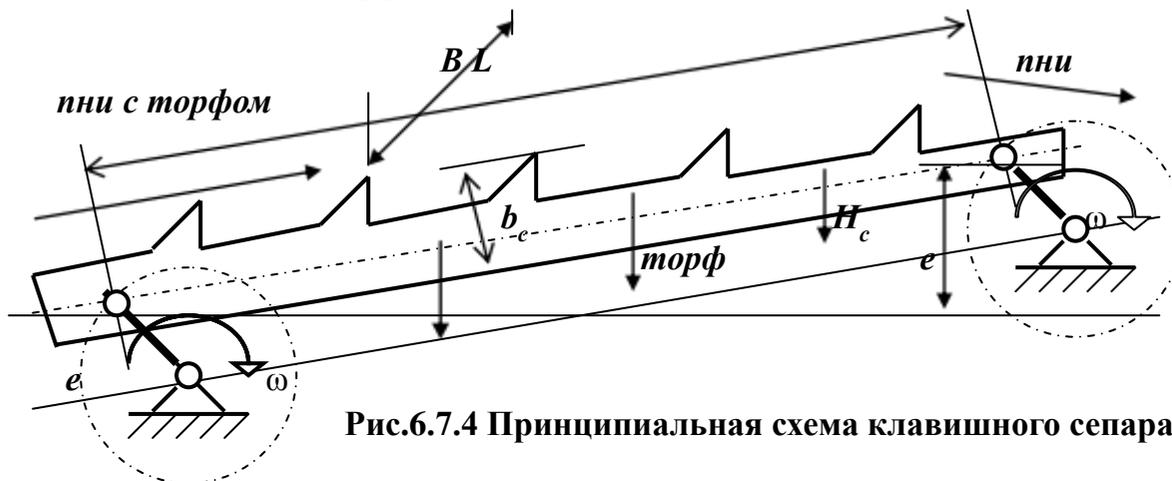


Рис.6.7.4 Принципиальная схема клавишного сепаратора

Производительность сепаратора по торфу
$$Q^{c.m} = \frac{\phi_m}{k_p} \cdot \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с}$$

где ϕ_m – коэффициент заполнения рабочего пространства сепаратора торфом;

k_p – коэффициент разрыхления массива торфа;

$V=2eLB$ – объем рабочего пространства сепаратора, м^3 ;

$t=60/n=2\pi/\omega$ – продолжительность одного цикла, с;

e – эксцентриситет коленчатого вала сепаратора, м;

L и B – рабочие длина и ширина сепаратора, м.

Производительность сепаратора по пням
$$Q^{c.n} = \frac{\phi_n}{k_n} \cdot \frac{V_3}{t}, \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\phi_n \cong 0.7$ – коэффициент, учитывающий проскальзывание пней относительно клавиш сепаратора;

$k_n = \rho_m / \rho_n$ – заполнение пнями пространства над рабочей поверхностью;

ρ_m и ρ_n – плотность торфа и пней, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$V=2ehBz$ – объем материала, проталкиваемого сепаратором за один оборот коленчатого вала, м^3 ;

h – высота слоя материала над сепаратором, м;

z – число передвижек за один оборот коленвала.

Мощность для работы клавишного сепаратора включает:

Мощность на подбрасывание пней или сообщение кинетической энергии

$$N_{кэ} = \frac{m}{t} \cdot \frac{v_k^2}{2} = \frac{\rho_n Q}{\eta \phi_n} \cdot \frac{v_k^2}{2}$$

где $v_k = \omega e$ – окружная скорость клавишей, $\text{м}/\text{с}$;

Мощность для подъема пней на высоту H_c

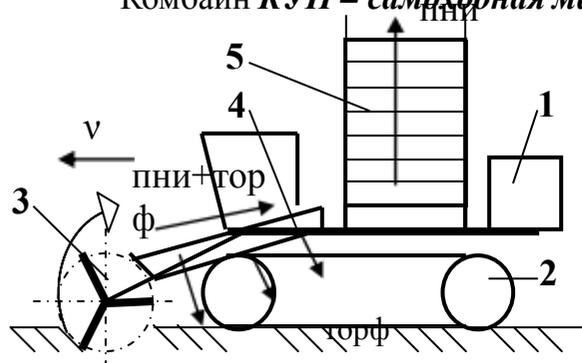
$$N_{пэ} = \frac{\rho_n Q g H_c}{\eta \phi_n}$$

Мощность на прорезание торфа клавишами и на его трение о боковые поверхности клавиш

$$N_{m.p} = A / (1000 \eta_2).$$

6.7.4 Мощность для уборки пней комбайном типа КУП

Комбайн *КУП* – самоходная ма-



шина для сплошной корчевки, сепарации и погрузки пней и древесных включений в транспортные агрегаты. В рабочем режиме мощность двигателя *I* тратится на передвижение *2* комбайна, а также на работу корчующего ротора *3*, сепаратора *4* и скребкового конвейера *5*.

Мощность на передвижение включает две составляющие: ($G = mg$ – вес машины, H)

$$N_{\Gamma} + N_n = \frac{G \mu_{\Gamma} (P_{к.л} + P_n)}{1000 \eta_1} + \frac{v_0 (1 - \epsilon)}{1000 \eta_2}$$

где μ_{Γ} – коэффициент сопротивления передвижению гусеничного хода *2*;

$G_{n.m}$ – вес выкорчеванного материала (пней с торфом) на рабочих органах, H ;

$P_{к.л}$ – вертикальная составляющая сопротивления корчевания, H ;

$P_{к.л} \approx 10$ кН – среднее усилие корчевания на один клык, H ;

$P_n = 0,3 P_{к.л}$ – горизонтальная составляющая усилия подачи на роторе, H .

Мощность на работу корчующего ротора включает затраты энергии на непосредственное корчевание и подъем массы на определенную высоту:

$$N_{кр} = N_{кр} + N_{п} = \frac{P_{кр} \omega_{pp} r_{nm} \rho g Q H}{1000 \eta_3}$$

где ω_p и r_p – угловая скорость (rad/c) и радиус ротора по концам клыков (m);

$\rho_{n.m} \approx 1000$ кг/ m^3 – плотность пней с торфяной массой;

$Q = Fv = H_k B_k v$ – производительность по ходу, m^3/c ;

H_k и B_k – глубина корчевания и ширина захвата ротором, m ;

$v = v_0 (1 - \epsilon)$ – действительная, поступательная скорость машины, m/c ;

H – высота подъема массы корчующим ротором, m .

Мощность на работу сепаратора (см. раздел 3.8.3) включает:

$$N = N_{с.к.э.с} + N_{п.э.с} + N_{т.р.с}$$

где $N_{с.к.э.с}$ – мощность на подбрасывание пней или сообщение кинетической энергии;

$N_{п.э.с}$ – мощность для подъема пней на высоту H_c ;

$N_{т.р.с}$ – мощность на прорезание торфа клавишами и на его трение о боковые поверхности клавиш.

Мощность для работы скребкового конвейера, т.е. мощность на волочение пней скребками по желобу и на подъем пней до высоты погрузки:

$$N_{ск} = \frac{\mu_{пр} \rho_{пн} Q L_{с.к} + g Q H_{с.к} \rho_{пск}}{1000 \eta_{с.к} \eta_4}$$

где $\mu_{пр} = 0,3$ – приведенный коэффициент сопротивления перемещению полотна конвейера по направляющим;

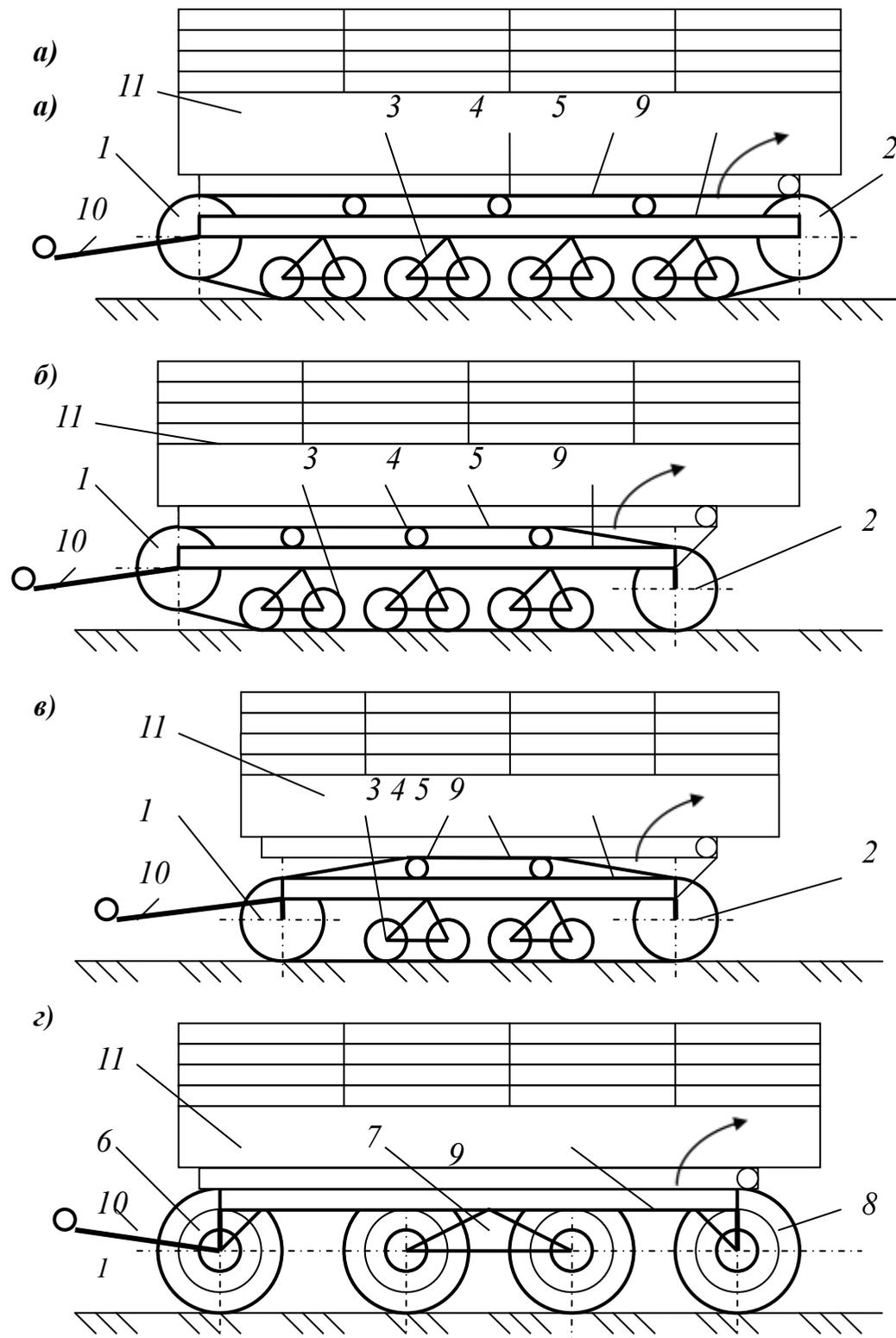
$Q_n = \alpha Q_x$ – производительность по пням, m^3/c ;

$L_{с.к}$ – рабочая длина конвейера, m ; $v_{ск}$ – скорость полотна конвейера, m/c ;

$H_{с.к} = H_n - H_c$ – высота подъема пней скребковым конвейером, m ;

η_4 и $\eta_{с.к}$ – КПД привода и самого конвейера.

6.7.5. Конструктивные особенности движителей тракторных прицепов



а, б, в – гусеничные прицепы: 1 и 2 переднее и заднее направляющее колеса; 3 – опорные балансирные каретки; 4 – поддерживающие ролики; 5 – гусеничная лента
г – колесный прицеп на арочных шинах: 6 – передняя управляемая ось; 7 – средняя балансирная тележка; 8 – задняя ось;
 9 – рама; 10 – дышло; 11 – кузов.

Рис. 6.7.5

Таблица 6.7.5 - Технические данные тракторных прицепов серии МТП-24

№ п/п	Наименование параметра	Ед. изм.	МТП-24А МТП-24Б МТП-24В МТП-24К			
			гусеничный колесный			
1.	Тип двигателя		Гусеничные тракторы кл. тяги 3			
3.	Масса тира	7850 6500				
4.	Грузоподъемность	кг	9000	9000	9000	
5.	Габариты (без прицепного)	мм	(с наращенными бортами)			
	- ширина	мм	3730	3500		
	- высота	мм	2520	2600		
6.	Внутр. размеры кузова:		5120			
	- ширина	мм	2710			
	- высота	мм	500			
7.	Объем кузов. бортов	м ³	6.5	6.0	6.0	
	- с наращ. бортами	м ³	22	20.0		
8.	Двигатель (пассивный):		Металлические звенчатые обводные ленты; опорные балансирующие каретки			Арочные шины (Я-170)
	- ширина гусеницы;	мм	750	750	750	D=1150;
	- параметры шины					B=700мм
	- количество	шт	2	2	4x2=8	
	- колея	мм	2000	2000		
	- продольная база	мм	4610			
	- длина опорной части	мм	3423	3830	3030	-
10.	Скорость движения	км/ч	до 10			
11.	Параоборудование		Полы санные: количество -2; Масса 1120кг; ширина 650мм; полная/опорная длина 4370/3370			
12.	Масса осей-обединки:	кг	Масса			одной шины с колесом 170 кг
	- подвеска балансирующая	кг	440x4			
	- колесо натяжное	кг	127x2			
	- колесо отклоняющее	кг	63x2			
	- каток поддерживающ.	кг	29x2	29x6		
	- рама	кг	940			
	- кузов	кг	1105			
	- борт передн.+наращ.б.	кг	60+87			
	- дополн. борт (лев.+пр)	кг	133+133			
	- дышло	кг	96			
	- гидрооборудование	кг	152			
	в т.ч. гидроцилиндры	кг	64x2			

РАЗРАБОТЧИК и ИЗГОТОВИТЕЛЬ:

гусеничные прицепы (серийно) - Нелидовский завод торфяного машиностроения;
прицеп на арочных шинах (опытные образцы) – «БелНИИтопроект».

3.7.6 Выбор параметров гидропривода для опрокидывания кузова тракторного прицепа

На вывозке древесины и пней, а также для доставки технологических материалов в пределах торфяного месторождения широкое распространение получили *саморазгружающиеся гусеничные прицепы МТП-24*, агрегируемые с гусеничными тракторами кл. тяги 3 (Таблица 3.8). В частности, прицеп МТП-24Б предназначен для работы с трактором ДТ-75Б. При конструктивной массе прицепа (с наращенными бортами) $m_{\Pi}=6500$ кг геометрическая вместимость кузова $V_K=20$ м³, а грузоподъемность $m_{Г}=9000$ кг. Параметры гусеничного хода: ширина гусеничных лент $b=750$ мм, длина опорной части (между осями передних опорных катков и задних направляющих колес) $L=3830$ мм. Среднее давление в пятне контакта гусениц с опорным основанием при полной загрузке

$$p = \frac{(m_{\Pi} g)}{2bL} \approx 27 \text{ кПа}$$

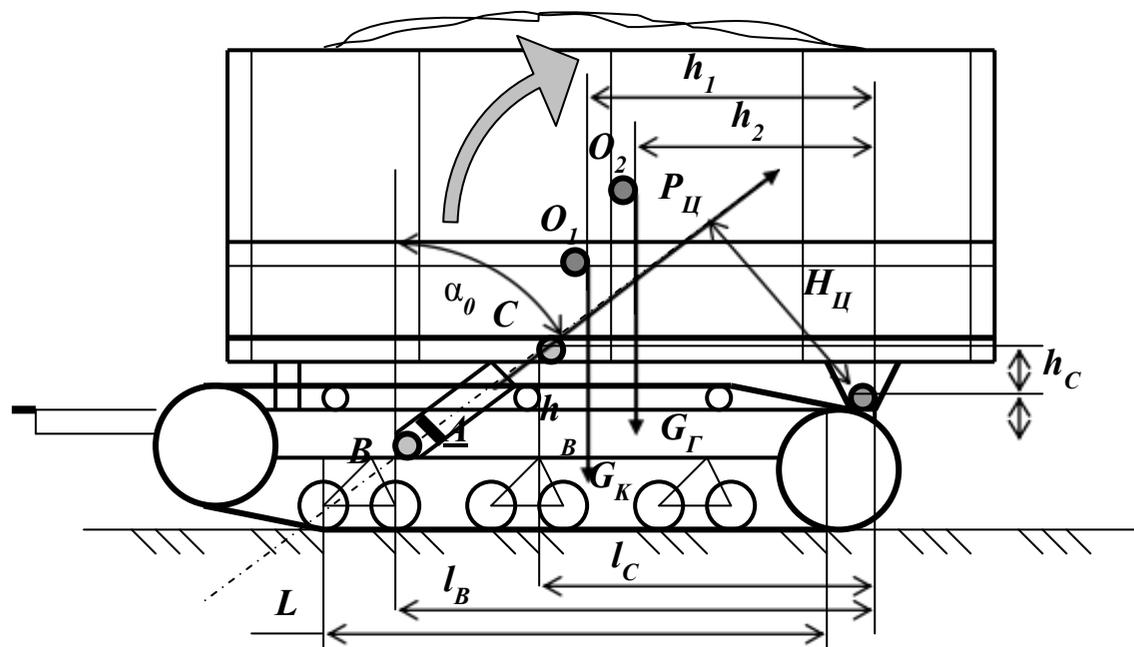


Рис.6.7.6

Опрокидывание кузова с грузом назад происходит относительно задних шарниров A с помощью двух спаренных телескопических гидроцилиндров ($n=2$), установленных наклонно α_0 между рамой гусеничного хода $B(l_B; h_B)$ и днищем $C(l_C; h_C)$, и подключенных к гидросистеме трактора (Рис.3.8.6).

Усилие P_{Π} на штоке гидроцилиндра, минимально достаточное для обеспечения опрокидывания, определяется из условия равновесия моментов от действующих сил относительно оси шарнира A , т.е. $\Sigma M_A = 0$,

$$P_{\Pi} = \frac{G_K h_G}{n H} \cdot \frac{G_{Г} h_{Г}}{H}$$

где $G_K=(m_K+m_{\Pi})g$ – вес кузова с наращенными бортами; $G_{Г}=\rho_m V_m g$ – вес груза, H ; ρ_m и V_m – насыпная плотность (кг/м³) и объем (м³) материала в кузове;

H_{Π} , h_1 и h_2 – плечи действия сил P_{Π} , G_K и $G_{Г}$ относительно точки A , м.

Б - гидробак

Н - насос шестеренный НШ-46

Р - распределитель P-75:

3-х секционный (CP1, CP2, CP3),

4-х канальный, 4-х позиционный;

Ц1, Ц2 - гидроцилиндры:

телескопические, двухсекционные

($D_{п.н} / D_{п.в} = 120/100$ мм; $L_{х.ш} = 1,5$ м)

ФТ - фильтр теплообменный

М - манометр

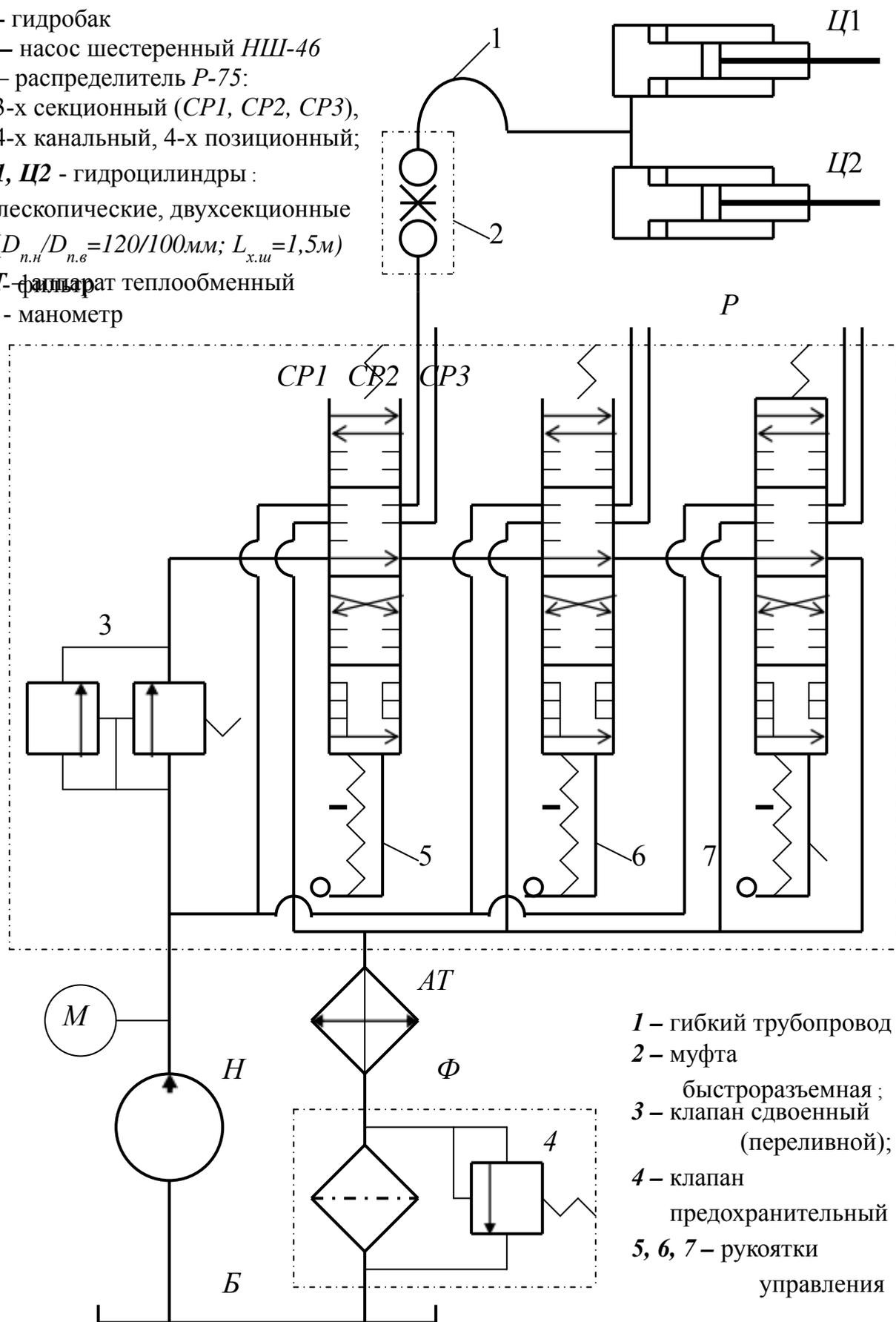
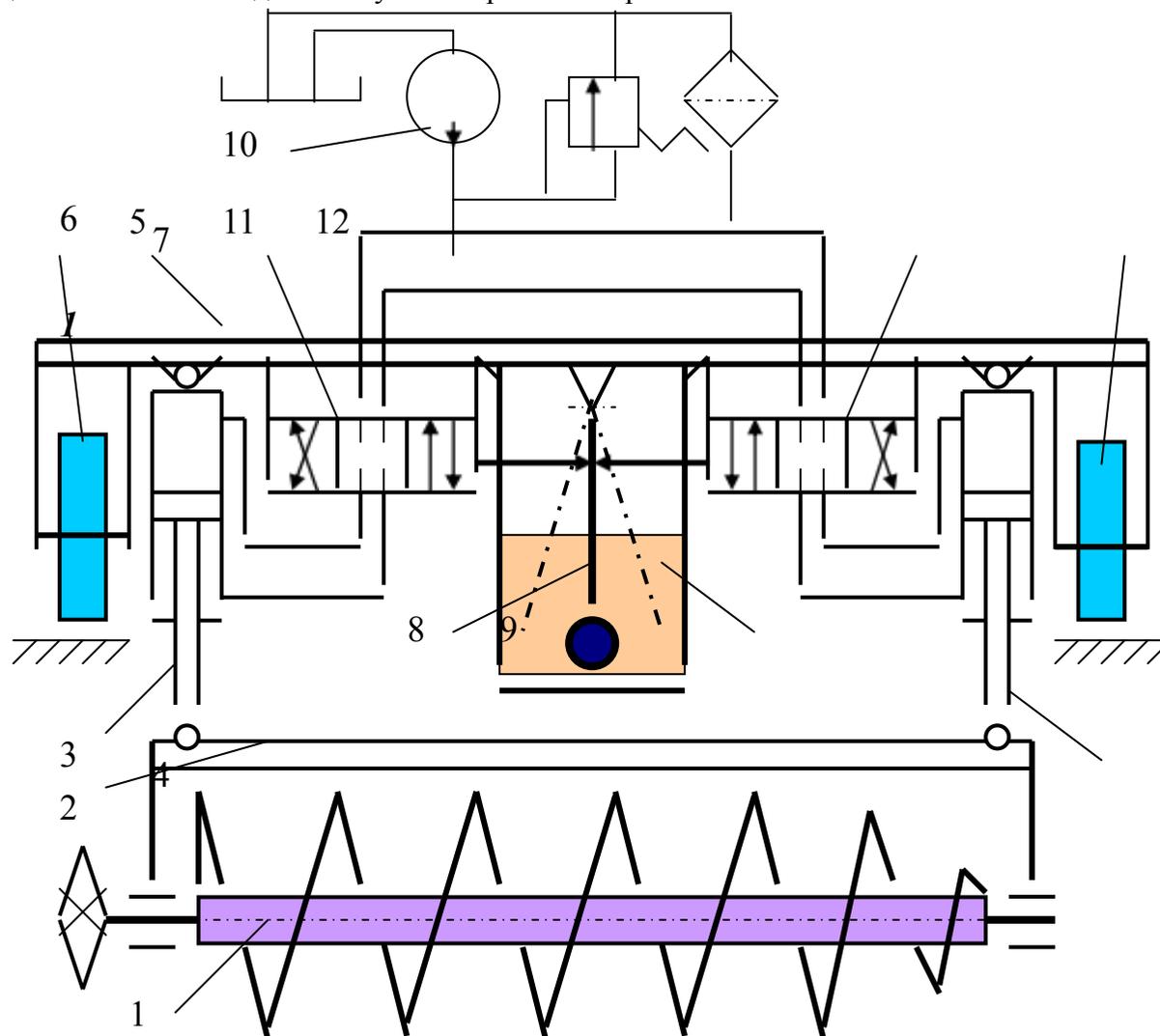


Рис. 6.7.7 - Принципиальная гидравлическая схема гидропривода для опрокидывания кузова тележки МТП-24

6.8 ТОРФЯНОЙ ШНЕКОВЫЙ ПРОФИЛИРОВЩИК

6.8.1 Особенности конструкции торфяных шнековых профилировщиков

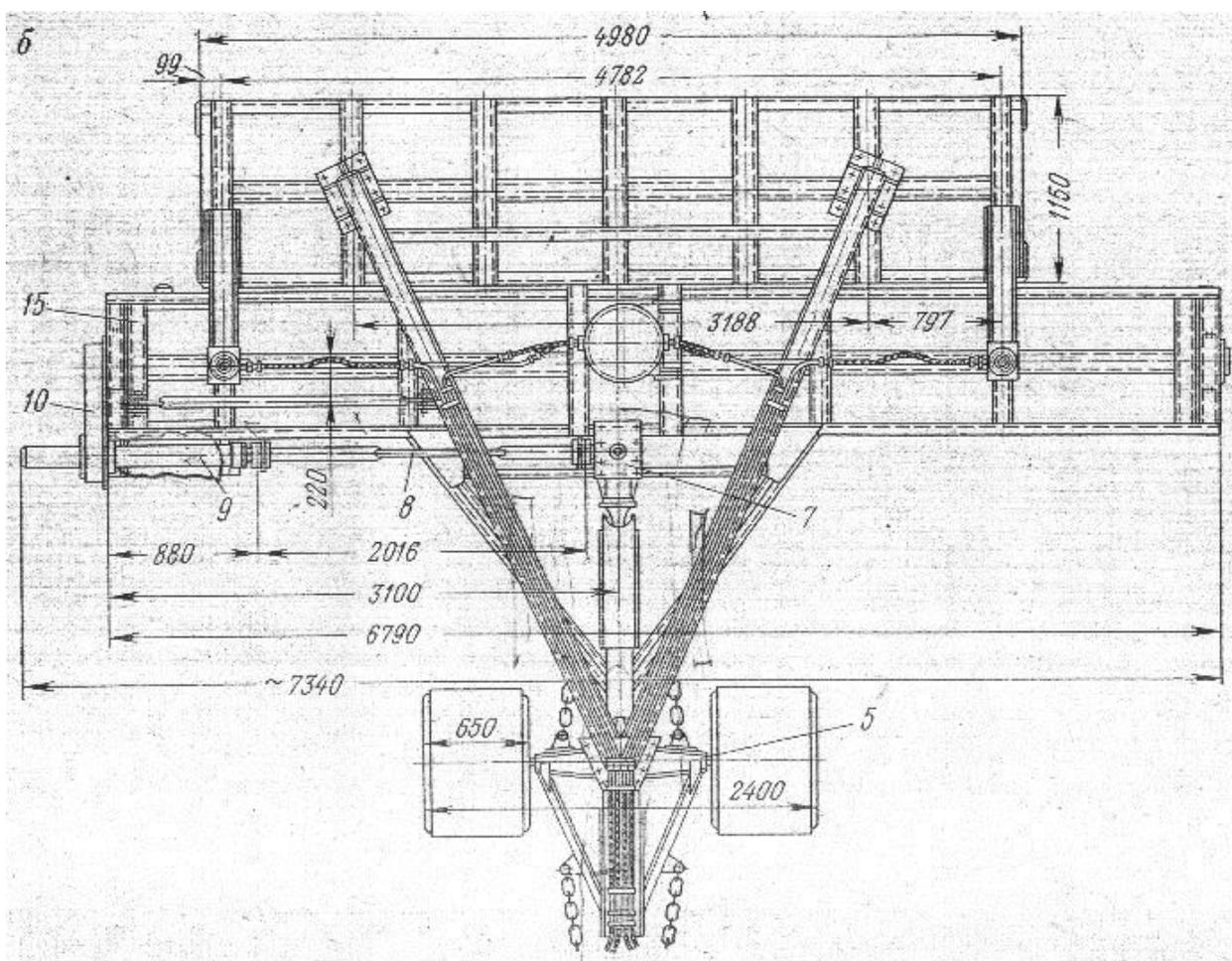
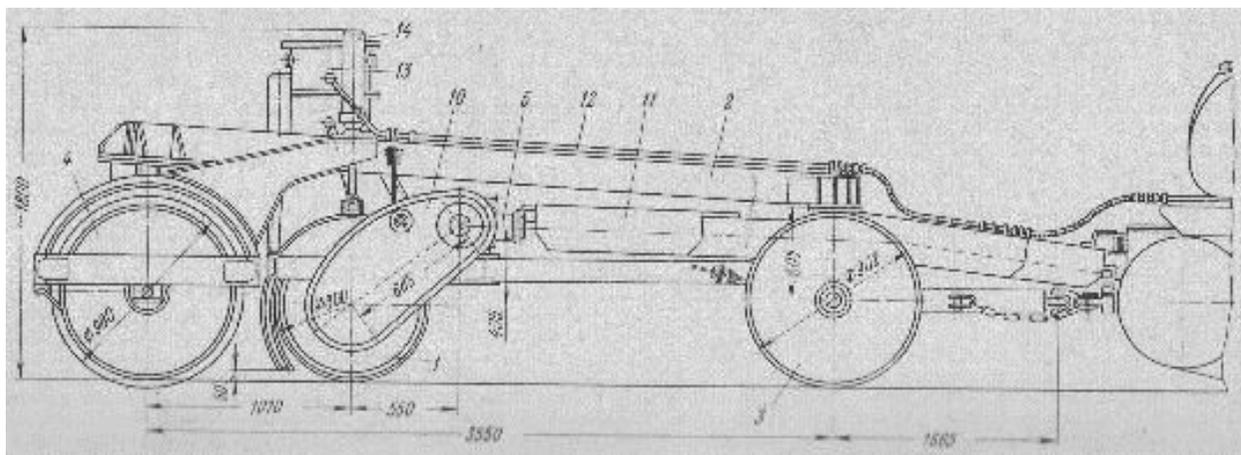
Торфяной шнековый профилировщик МТП-52 (ТПШ-2) работает в прицепе с гусеничным, болотоходным трактором ДТ-75Б (с ходоуменьшителем) кл.тяги 3. **Рабочий орган** – фронтальная, цилиндрическая, однозаходная **шнек-фреза** общей длиной 6,5 м и диаметром по режущим кромкам 800 мм в зоне разгрузки имеет коническую часть длиной 800 мм и меньшим диаметром 400 мм. Она подвешена в полуцилиндрическом кожухе посредством двух самоустанавливающихся подшипниковых опор со сферическими втулками. **Привод** – от **ВОМ трактора** вальным движением машинно-тракторного агрегата и попутном вращении шнек-фрезы происходит срезание верхнего слоя залежи под заданным углом и перемещение его к середине карты. Поперечный наклон шнек-фрезы по отношению к горизонту, независимо от положения ходовых колес, (опорных катков) поддерживается автоматически (Рис.3.9), а необходимая величина уклона устанавливается заранее на жесткой площадке. **Следящим устройством** при задании определенного уклона **служит маятник**, управляющий механизмом подъема-опускания рабочего органа.



1 – шнек-фреза; 2 – кожух; 3 и 4 – гидроцилиндры; 5 – рама профилировщика;
6 и 7 – опорные катки; 8 – маятник управляющий; 9 – бак с жидкостью;
10 – гидросистема трактора; 11 и 12 – трехпозиционные распределители

Рис. 3.9 Схема автоматической системы поддержания заданного положения шнек-фрезы по отношению к горизонту

Рис. 6.8.1



а – вид сбоку; б – вид сверху (повернуто);
Рис. 6.8.2. Шнековый профилировщик МТП-52

6.8.2 Мощность для работы шнекового профилировщика

Затраты мощности зависят от того, какая операция выполняется машиной.

Если осуществляется **1-й проход** от края картовой канавы к ее середине, а соответственно, только снятие слоя торфа, **то суммарные затраты мощности** для работы шнекового профилировщика включают **пять** составляющих:

$$N = N_T + N_M + N_{ф.м} + N_{ф.п} + N_{тр}, \text{ кВт.}$$

Мощность для **передвижения гусеничного трактора и** колесного прицепа (**профилировщика**):

$$N_T + N_M = \frac{m_T g \mu_2 + m_M g \mu_k}{1000 \eta_1} v_o \varepsilon (1)$$

где m_T и m_M – эксплуатационные массы трактора и профилировщика, кг;

μ_2 и μ_k – коэф.-ты сопротивления движению гусеничного и колесного хода;

v_o – кинематическая (теоретическая), поступательная скорость агрегата, м/с;

ε – буксование гусеничного движителя.

Мощность **на фрезерование торфа N_3 и пня N_4** :

$$N_{ф.т} = \frac{p_m Q_x}{1000 \eta_1} + \frac{p_n Q_x}{1000 \eta_2}$$

где $p_m = 20000 \delta$ – удельные затраты энергии на фрезерование торфа, H/m^2 ;

$\delta = 2\pi v / \omega$ – толщина стружки, м;

$p_n = (70 \dots 100) p_m$ – удельные затраты энергии на фрезерование пня, H/m^2 ;

$Q_x = Fv = 0,5 h_{\max} Bv$ – производительность по ходу машины, m^3/c ;

η_1 и η_2 – КПД трансмиссии трактора и привода шнек-фрезы.

При расчете Q_x следует учитывать, что толщина снимаемого слоя h по ширине захвата B изменяется от 0 до h_{\max} .

Мощность **на транспортирование шнеком сфрезерованной массы**:

$$N_{тр} = \frac{1}{21000} \frac{\tau \omega S}{360} \cdot \beta$$

где $\tau = 5000 H/m^2$ – предельное напряжение сдвига свежесфрезерованного торфа;

ω – частота вращения шнек-фрезы, c^{-1} ;

$S = F_k R = 2\pi R^2 l$ – статический момент внутренней поверхности кожуха шнека относительно оси вращения для случая, когда кожух полностью (360°) охватывал бы шнек-фрезу;

β – конструктивный угол охвата кожухом шнек-фрезы.

При **последующих проходах агрегата к середине карты** происходит, в основном, **фрезерование и дальнейшее транспортирование ранее накопленной массы**, поэтому вместо составляющих $N_{ф.м}$ и $N_{ф.п}$ следует учитывать только затраты мощности на фрезерование свеженасыпанного материала:

$$N_{с.м} = \frac{p_{с.м} Q_{i.x}}{1000 \eta}$$

где $p_{с.м} = (0,5 \dots 0,7) p_m$ – удельные затраты энергии на фрезерование свеженасыпанного торфа;

$Q_{i.x}$ – производительность профилировщика при последующих проходах.

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

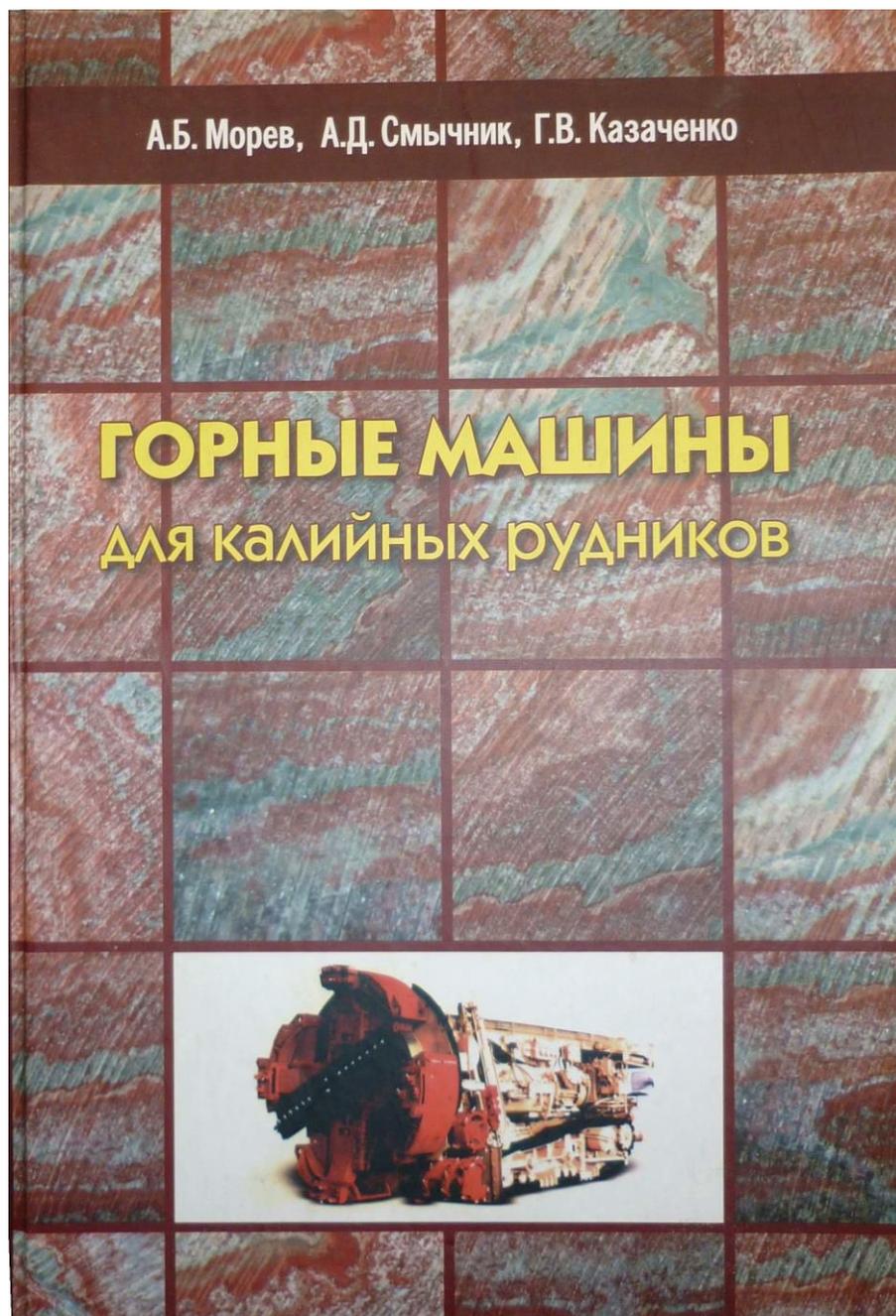
ТИТУЛЬНЫЕ ЛИСТЫ
основной литературы
по дисциплине
«Горные машины и оборудование»

УДК 622.363.2 (075.8)

Горные машины для калийных рудников / А.Б. Морев, А.Д. Смычник, Г.В. Казаченко. –Минск: Интегралполиграф, 2009, - 544 с.

Табл. 5. илл. 201. Библ. 25 назв.

ISBN 978-9856845-16-4.



В монографии приведен краткий обзор сырьевой и производственной базы калийной отрасли Беларуси, описаны технологические схемы выемки. Изложены принцип действия и особенности конструкций горных машин для выемки соляных пластов и подготовки выемочных участков. Приведены основные требования безопасности горного оборудования.

Книга предназначена для работников калийной промышленности, а также преподавателей, аспирантов и студентов специальности горного профиля.

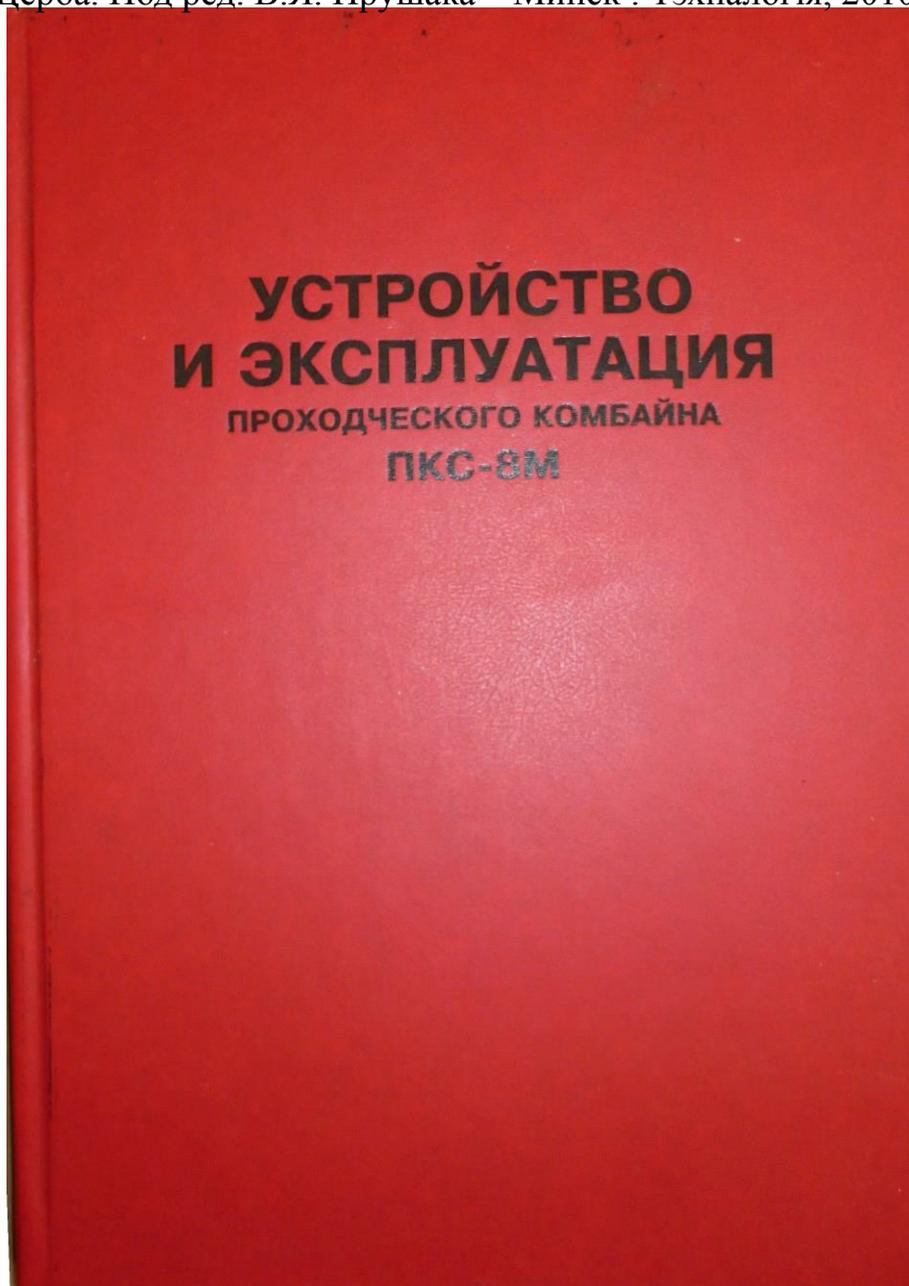
УДК 622.232.83

ББК 33.345

У82

ISBN 978-985-458-201-6

Устройство и эксплуатация проходческого комбайна ПКС-8М / В.А. Данилов, И.А. Конопляник, П.А. Дворник, А.Н. Леончик, В.Д. Михаленя, В.Я. Прушак, В.Я. Щерба. Под ред. В.Я. Прушака – Минск : Тэхналогія, 2010. -175 с.



В книге рассмотрены конструкция и принцип работы механической, гидравлической и электрической частей, систем управления и обеспечения работоспособности проходческого комбайна ПКС-8М производства ЗАО «Солигорский институт проблем ресурсосбережения с опытным производством». Приведены основные технические характеристики комбайна. Даны рекомендации по настройке и регулировке его узлов и систем, по управлению комбайном при выполнении типовых операций, указания по мерам безопасности, монтажу, подготовке к работе, обкатке, техническому обслуживанию и ремонту комбайна. Приведены характерные неисправности и рекомендации по их устранению. Изложены методики испытаний комбайна. Книга предназначена для технического персонала, выполняющего монтаж и демонтаж, эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт комбайна. Она может быть полезна учащимся учреждений профессионального и среднего образования, студентам вузов соответствующих специальностей.



Министерство образования

Республики Беларусь

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Горные машины»

Г.В. Казаченко

Г.А. Басалай

Э.А. Кремчеев

КОЛЕСНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ ГОРНЫХ МАШИН

Методическое пособие



**Минск
БНТУ
2012**

УДК [622.002.5.004](#)

ББК 33.16я7

К 14

К 14	<p>Казаченко, Г.В. Колесные движители горных машин: методическое пособие по дисциплинам «Горные машины и оборудование» и «Проектирование техники для подземных горных работ» / Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай, Н.В. Кислов. – Минск: БНТУ, 2012. – 34 с. ISBN 979-985-525-814-9.</p>
------	--

В издании рассмотрены примеры статического расчета колесных машин, используемых при подземной разработке калийных месторождений. Пособие может быть использовано при изучении дисциплин «Горные машины и оборудование», «Проектирование техники для подземных горных работ».

УДК [622.002.5.004](#) (075.8)
ББК 33.16я7

ISBN 979-985-525-814-9

© Казаченко Г.В., Басалай Г.А.,

Кремчеев Э.А. 2012
© БНТУ, 2012

Содержание: смотри файл «Колесные движители горных машин»

2. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

1. Статический расчет горной машины на гусеничном ходе.
2. Тяговый расчет горной гусеничной машины.
3. Расчет устойчивости экскаватора.
4. Определение производительности очистного комбайна и баланс его мощности.
5. Расчет мощности приводов механизмов проходческого комбайна.
6. Определение теоретической скорости проходки.
7. Определение мощности механизмов щеленарезной машины.
8. Расчет тяговых нагрузок забойного конвейера.

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА «ГОРНЫЕ МАШИНЫ»

Г.В. КАЗАЧЕНКО, Н.В. КИСЛОВ

**СТАТИЧЕСКИЙ И ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ
ГОРНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ**

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
к практическим занятиям

по курсу «Машины и комплексы открытых горных работ»
для студентов специальности 36 10 01

«Горные машины и оборудование»

Минск 2002

УДК 622.331.002

Методическое пособие к практическим занятиям по горным машинам предназначено для студентов специальности 36 10 01 «Горные машины и оборудование».

В пособии изложены теоретические основы и методики статического и тягового расчетов мобильной горной машины на гусеничном ходу. Методики реализованы в виде программ для ПЭВМ.

Георгий Васильевич КАЗАЧЕНКО
Николай Владимирович КИСЛОВ

© Казаченко Г.В., Кислов Н.В., 2002

Содержание: *смотри файл* «**СТАТИЧЕСКИЙ И ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ**»



Министерство образования

Республики Беларусь

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Горные машины»

Г.В. Казаченко

Н.В. Кислов

Г.А. Басалай

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОЧИСТНОГО И ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНОВ

Методическое пособие



**Минск
БНТУ
2012**

УДК [622.002.5.004](#) (075.8)

ББК 33.16я7

К 14

К 14	Казаченко, Г.В. Энергетический расчет очистного и проходческого комбайнов: методическое пособие по дисциплинам «Горные машины и оборудование» и «Проектирование техники для подземных горных работ» / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов, Г.А. Басалай. – Минск: БНТУ, 2012. – 38 с. ISBN 979-985-525-814-9.
------	--

В издании рассмотрены примеры энергетического расчета очистного и проходческого комбайнов, используемых при подземной разработке калийных месторождений. Пособие может быть использовано при изучении дисциплин «Горные машины и оборудование», «Проектирование техники для подземных горных работ».

УДК [622.002.5.004](#) (075.8)

ББК 33.16я7

ISBN 979-985-525-814-9

© Казаченко Г.В., Кислов Н.В.,
Басалай Г.А., 2012

**Содержание: смотри файл «ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ОЧИСТНОГО И ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНОВ»**

2.2 ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Комплекс средств выполнения лабораторных работ на грунтовом канале.
2. Градуировка средств измерений.
3. Напряжения и деформации опорного основания под ходовыми устройствами.
4. Коэффициент трения между гусеничным трактом и опорным основанием.
5. Коэффициент сопротивления движению колеса по деформируемому основанию.
6. Удельное сопротивление резанию горной породы пассивным резцом.
7. Комбинированный исполнительный орган проходческого комбайна серии ПК.
8. Планетарный исполнительный орган проходческо-очистного комбайна УРАЛ.
9. Конструктивные особенности гусеничного хода проходческого комбайна.
10. Колесный движитель шахтного самоходного вагона 5ВС-15М.
11. Очистные комбайны для подземных разработок полезного ископаемого лавами.
12. Определение характеристик секций механизированных крепей

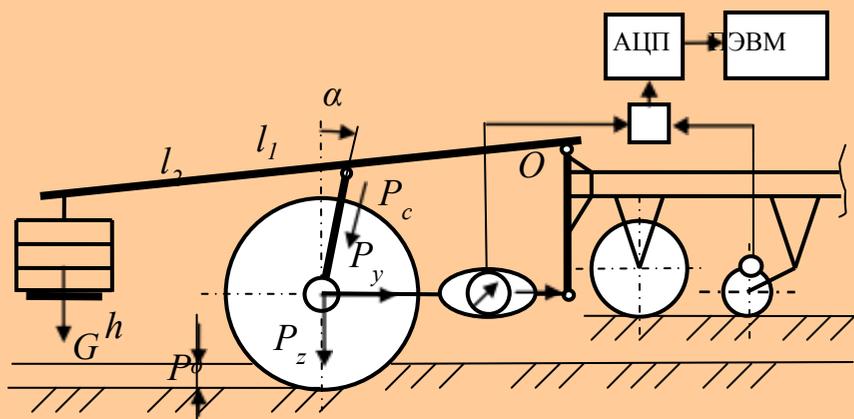
Министерство образования Республики Беларусь
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Горные машины»

**Г.В. Казаченко,
Г.А. Басалай,
Г.И. Лютко**

Лабораторные работы
по дисциплине
«Горные машины и оборудование»

**Часть 1. Взаимодействие рабочих органов
машин с горными породами**



Минск 2009

УДК 622.002
ББК

Рецензенты: П.В. Цыбуленко, А.А. Кологривко

В пособии описаны лабораторные установки и оборудование, а также методика выполнения лабораторных работ, описаны средства регистрации и обработки опытных данных. Изложены правила безопасной эксплуатации оборудования, порядок выполнения лабораторных работ и оформления отчетов.

Содержание: *смотри файл «Лабораторные работы. Часть 1».*

Министерство образования Республики Беларусь
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Горные машины»

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Лабораторные работы
в 2 частях

Часть 2. Анализ параметров горных машин



Минск, БНТУ, 2011

УДК [622.002.5.004](#) (075.8)

ББК 33.16я7

Г69

Составители:

Г.А. Басалай, Г.В. Казаченко, Г.И. Лютко

Г69 Горные машины и оборудование: лабораторные работы: в 2 ч./ сост.: Г.А. Басалай, Г.В. Казаченко, Г.И. Лютко. – Минск: БНТУ, 2011. – Ч.2: Анализ параметров горных машин. - с.

В издании описаны лабораторные установки и оборудование, а также методика выполнения лабораторных работ, средства регистрации и методы обработки опытных данных. Изложены правила безопасной эксплуатации оборудования, порядок выполнения лабораторных работ и оформления отчетов.

Часть 1 «Взаимодействие рабочих органов машин с горными породами» вышла в свет в 2010 г. в БНТУ.

ISBN 979-985-525-590-2 (ч.2)

БНТУ, 2011290-1

Содержание: *смотри файл «Лабораторные работы. Часть 2».*

УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА
по дисциплине
«Горные машины и оборудование»

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной, воспитательной
аналитической и информационной
работе

_____ Г.Ф. Ловшенко

15.10.2011

Регистрационный № УД-ФГДЭ 20-41/баз.

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Учебная программа дисциплины для специальности
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование»
по направлению 1-36 10 01-02 «Горные машины и оборудование
(подземные разработки)»

Минск 2011 г.

СОСТАВИТЕЛИ:

Н.В. Кислов, профессор кафедры «Горные машины» Белорусского национального технического университета, доктор технических наук, профессор

Г.В. Казаченко, доцент кафедры «Горные машины» Белорусского национального технического университета, кандидат технических наук, доцент

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

В.А. Сорокин, начальник отдела технической диагностики, испытаний и сертификации горно-шахтного оборудования Открытого акционерного общества «Белгорхимпром», старший научный сотрудник, кандидат технических наук;

А.А. Кологривко, доцент кафедры «Горные работы» Белорусского национального технического университета, кандидат технических наук, доцент;

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:

Кафедрой «Горные машины» Белорусского национального технического университета
(протокол от 22.04.2011 № 10)

Заведующий кафедрой

Н.И. Березовский

Методической комиссией факультета горного дела и инженерной экологии
Белорусского национального технического университета
(протокол от 10.05.2011 № 12)

Председатель методической
комиссии

С.Г. Оника

Ответственные за редакцию

Н.В. Кислов

Г.В. Казаченко

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Учебная программа дисциплины «Горные машины и оборудование» предназначена для специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» по направлению 1-36 10 01-02 «Горные машины и оборудование (подземные разработки)» высших учебных заведений.

Программа предусматривает изучение конструкций горных машин и расчетов их основных параметров. Основная задача при изучении курса – получение студентами знаний, необходимых для расчетов, конструирования и правильной эксплуатации машин, обеспечивающих комплексную механизацию процессов добычи и первичной переработки полезных ископаемых.

Освоение дисциплины предполагает также выработку навыков применения полученных знаний для технического анализа конкретных машин и синтеза их более совершенных вариантов.

Дисциплина базируется на курсах: математика, физика, теоретическая механика, сопротивление материалов, теория механизмов и машин, детали машин, физико-механические свойства и разрушение горных пород, численные методы в горном деле, гидромеханический привод горных машин.

В результате освоения курса «Горные машины и оборудование» студент должен:

знать:

- структуру и классификацию горных машин, комплексов и технологического оборудования;
- принципы действия и конструктивные схемы машин и оборудования;
- теоретические основы расчетов машин и их рабочих органов;

уметь:

- составлять расчетные схемы и определять нагрузки, действующие на различные звенья;
- вычислять конструктивные и режимные характеристики рабочих процессов;
- оценивать эти параметры с точки зрения их рациональности и оптимальности;

приобрести навыки:

- выполнения расчетов устойчивости машин;
- анализа конструктивных схем и определения затрат мощности на работу отдельных механизмов.

Методы обучения

При изучении дисциплины используются как традиционные, так и современные методы и технологии обучения:

- изложение теоретических основ на лекционных занятиях;
- определение характеристик машин и процессов добычи полезных ископаемых на лабораторных занятиях;
- выполнение расчетов на практических занятиях;
- проведение расчетов и выполнение чертежей с использованием ком-

пьютерных технологий в курсовом проектировании.

Организация самостоятельной работы студентов

Самостоятельная работа студентов охватывает все виды занятий и заключается в подготовке к ним, и реализуется при выполнении курсового проекта. В курсовом проекте студенты самостоятельно анализируют конструкции основных горных машин, делают свои технические предложения, производят необходимые расчеты и анализируют технические параметры.

Диагностика компетенций студента

Оценка компетенций студентов производится следующими способами:

- текущим контролем знаний отдельных вопросов во время проведения всех видов учебных занятий;
- защитой отчетов по лабораторным и практическим занятиям;
- зачетом в конце семестра;
- защитой курсового проекта;
- сдачей экзаменов.

Изучение дисциплины «Горные машины и оборудование» рассчитано на 290 часов, в том числе — 142 часа аудиторных занятий.

Примерное распределение аудиторных занятий по их видам в соответствии с типовым учебным планом следующее:

- лекции — 64 часа;
- практические занятия — 46 часов;
- лабораторные занятия — 32 часа.

Примерный тематический план

Наименование раздела и темы	Лекции (часы)	Практические занятия (часы)	Лабораторные занятия (часы)	Всего аудиторных часов
Раздел I. Введение				
Тема 1. Краткая история развития машин и комплексов для горных работ. Классификация	2			
Раздел II. Структура горных машин. Общие расчеты				
Тема 2. Общая структура современных горных машин. Основные законы сохранения и балансовые соотношения	2		2	
Тема 3. Статический расчет горных машин	8			
Раздел III. Исполнительные органы горных машин				

	<u>1</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>5</u>				
Тема 4. Классификация исполнительных органов. Барабанные, шнековые, дисковые, цепные, дисковые, корончатые и планетарные органы выемочных машин						2			
Тема 5. Кинематика движения элементов разрушения и удельные затраты мощности						8	6	4	
Тема 6. Погрузочные органы горных машин				<u>2</u>					
Раздел IV. Механизмы перемещения и подачи									
Тема 7. Гусеничные движители и их расчет				<u>6</u>	<u>4</u>	<u>6</u>			
Тема 8. Колесный ход	<u>4</u>	<u>2</u>	<u>3</u>						
Тема 9. Шагающие механизмы перемещения				<u>2</u>					
Раздел V. Комплексы для подземных горных работ									
Тема 10. Проходческие и очистные комбайны				<u>8</u>	<u>10</u>	<u>8</u>			
Тема 11. Механизированные крепи			<u>4</u>		<u>4</u>				
Тема 12. Забойные конвейеры		<u>2</u>	<u>4</u>						
Раздел VI. Машины и комплексы для открытых горных работ									
Тема 13. Классификация машин и основные схемы работ						<u>2</u>			
Тема 14. Экскаваторы и мощность для работы основных механизмов						6	8		
Тема 15. Машины для добычи торфа			<u>6</u>	<u>4</u>					
Раздел VII. Буровое оборудование									
Тема 16. Общие сведения и способы бурения				<u>2</u>					
Тема 17. Конструктивные схемы и расчет процессов бурения						2			
				ВСЕГО	64	46	32	142	

СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

Раздел I. ВВЕДЕНИЕ

Тема 1. КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ МАШИН И КОМПЛЕКСОВ ДЛЯ ГОРНЫХ РАБОТ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Цель и задачи изучения курса, краткое содержание. Основные этапы развития горных машин и оборудования. Области применения и общая классификация.

Раздел II. СТРУКТУРА ГОРНЫХ МАШИН. ОБЩИЕ РАСЧЕТЫ

Тема 2. ОБЩАЯ СТРУКТУРА СОВРЕМЕННЫХ ГОРНЫХ МАШИН. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ СОХРАНЕНИЯ И БАЛАНСОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Основные структурные элементы горных машин, их связи. Балансовые соотношения по производительности и мощности. Задачи, для решения которых используются балансовые соотношения.

Тема 3. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГОРНЫХ МАШИН

Определение центра масс машины. Внешние нагрузки, действующие на машину. Пространственная ориентация машин. Понятие центра давления и распределение давления машины на опорное основание и его деформации.

Раздел III. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ОРГАНЫ ГОРНЫХ МАШИН

Тема 4. КЛАССИФИКАЦИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ.

БАРАБАННЫЕ, ШНЕКОВЫЕ, ДИСКОВЫЕ, ЦЕПНЫЕ, ДИСКОВЫЕ, КОРОНЧАТЫЕ И ПЛАНЕТАРНЫЕ ОРГАНЫ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

Назначение исполнительных органов и их классификация. Основные типы механизмов разрушения. Барабанные, шнековые, дисковые, цепные механизмы. Буровые, корончатые, планетарные и струговые органы разрушения.

Тема 5. КИНЕМАТИКА ДВИЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗРУШЕНИЯ И УДЕЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ

Способы разрушения горных пород и принципиальные схемы воздействия на массив. Механическое разрушение – основной способ выемки. Резец и силы, действующие на него. Удельные затраты мощности и влияние на них различных факторов. Толщина стружки при работе основных органов разрушения и ее влияние на удельные затраты мощности.

Тема 6. ПОГРУЗОЧНЫЕ ОРГАНЫ ГОРНЫХ МАШИН

Необходимость применения погрузочных устройств в выемочных машинах. Совмещение погрузки и разрушения в исполнительных органах. Конструктивные схемы и определение затрат мощности.

Раздел IV. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ И ПОДАЧИ

Тема 7. ГУСЕНИЧНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ И ИХ РАСЧЕТ

Схема гусеничного движителя. Кинематика гусеничного обвода. Действительная и теоретическая скорости, буксование. Мощность для движения по прямой, мощность и условия возможности движения. Поворот гусеничного движителя. Уравнения равновесия и их решение. Кинематика поворота и мощность для его выполнения.

Тема 8. КОЛЕСНЫЙ ХОД

Область применения. Кинематика колеса и его основные параметры. Определение основных размеров. Мощность для передвижения и условия возможности движения. Схемы поворота колесных движителей и кинематические характеристики поворота. Особенности железнодорожных механизмов передвижения.

Тема 9. ШАГАЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Конструктивные схемы механизмов передвижения шагающих экскаваторов, мощность для их работы.

Раздел V. КОМПЛЕКСЫ ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

Тема 10. ПРОХОДЧЕСКИЕ И ОЧИСТНЫЕ КОМБАЙНЫ

Проходческие и очистные комбайны и комплексы на их основе. Области применения. Основные типы проходческих машин. Проходческие комбайны бурового типа. Мощности для их работы. Проходческие комбайны с планетарно-дисковыми исполнительными органами. Мощность для их работы. Определение усилия подачи. Самоходные вагоны. Очистные комбайны. Основные зависимости для определения нагрузок и мощности. Механизмы подачи очистных комбайнов.

Тема 11. МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ КРЕПИ

Способы крепления горных выработок. Применение гидромеханизированных крепей. Типы крепей и их конструктивные схемы. Выбор крепей в зависимости от горно-геологических условий.

Тема 12. ЗАБОЙНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Конструктивные схемы и назначение. Определение нагрузок и расчет затрат мощности. Особенности работы конвейера в составе очистного комплекса и учет изменения передвигаемой горной массы.

Раздел VI. МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ ДЛЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

Тема 13. КЛАССИФИКАЦИЯ МАШИН И ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ РАБОТ

Карьер и его основные элементы. Способы добычи и применяемое оборудование. Выемочно-погрузочные и транспортирующие машины.

Тема 14. ЭКСКАВАТОРЫ И МОЩНОСТЬ ДЛЯ РАБОТЫ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Классификация экскаваторов. Конструктивные схемы одноковшовых и многоковшовых экскаваторов. Мощность для приводов механизмов тяги, поворота платформы и напора.

Тема 15. МАШИНЫ ДЛЯ ДОБЫЧИ ТОРФА

Машины для добычи торфа. Технологии и оборудование добычи. Основные операции фрезерного способа добычи и комплексы машин. Фрезеры и определение мощности для их работы. Ворошилки и валкователи. Скреперно-бункерные уборочные машины. Машины для создания складочных единиц. Пневмоуборочные машины и особенности их расчета.

Раздел VII. БУРОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Тема 16. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И СПОСОБЫ БУРЕНИЯ

Способы бурения и расчет процессов. Способы бурения: ударный, ударно-вращательный, вращательный и вращательно-ударный.

Тема 17. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ БУРЕНИЯ

Основные составные части буровой установки. Расчет процесса бурения. Условия нормальной работы буровой установки.

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

9. Статический расчет горной машины на гусеничном ходе.
10. Тяговый расчет горной гусеничной машины.
11. Расчет устойчивости экскаватора.
12. Определение производительности очистного комбайна и баланс его мощности.
13. Расчет мощности приводов механизмов проходческого комбайна.
14. Определение теоретической скорости проходки.
15. Определение мощности механизмов щеленарезной машины.
16. Расчет тяговых нагрузок забойного конвейера.

ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

13. Комплекс средств выполнения лабораторных работ на грунтовом канале.
14. Градуировка средств измерений.
15. Напряжения и деформации опорного основания под ходовыми устройствами.
16. Коэффициент трения между гусеничным траком и опорным основанием.
17. Коэффициент сопротивления движению колеса по деформируемому основанию.
18. Удельное сопротивление резанию горной породы пассивным резцом.
19. Комбинированный исполнительный орган проходческого комбайна серии ПК.
20. Планетарный исполнительный орган проходческо-очистного комбайна УРАЛ.
21. Конструктивные особенности гусеничного хода проходческого комбайна.
22. Колесный движитель шахтного самоходного вагона 5BC-15M.
23. Очистные комбайны для подземных разработок полезного ископаемого лавами.
24. Определение характеристик секций механизированных крепей

ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Цель курсового проекта – научить студента навыкам инженерного проектирования машин и комплексов для проведения горных работ и добычи полезных ископаемых.

Курсовой проект включает чертежи общего вида машины с кинематической и гидравлической схемами (3-4 листа формата А1) и пояснительную записку, которая содержит общий расчет машины.

Тематика курсового проектирования включает разработку конструкции машин для выполнения буровых работ, экскавации и погрузки твёрдой горной породы, проведения транспортных мероприятий, добычи, транспортирования, первичной переработки и складирования горной породы.

ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА

2. Красников, Ю.Д. Горные машины / Ю.Д. Красников, В.Я. Прушак, В.Я. Щерба. - Минск: Выш. шк., 2003.- 148 с.
3. Смычник, А.Д. Технология и механизация горных работ на калийных рудниках Беларуси / А.Д. Смычник, А.Б. Морев. - Минск: УП Техно-принт, 2002. - 200 с.
4. Гетопанов, В.Н. Горные и транспортные машины и комплексы / В.Н. Гетопанов, Н.С. Гудилин, Л.И. Чугреев. - М.: Недра, 1991.- 303 с.
5. Казаченко, Г.В. Статический и тяговый расчет горной гусеничной машины / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов. - Мн.: БНТУ, 2005. - 55 с.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

- 1 Калугин, П.А. Горные машины фирмы «Айкхофф» на калийных рудниках Беларуси / А.П. Калугин, А.Б. Морев. - Мн., 1993. - 110 с.
- 2 Солод, В.И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов / В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек. – М.: Недра, 1982. – 350 с.
- 3 Опейко, Ф.А. Торфяные машины Ф.А. Опейко. – Мн.: Вышэйшая школа, 1968. – 408 с.
- 4 Морев, А.Б. Горные машины для калийных рудников / А.Б. Морев, А.Д. Смычник, Г.В. Казаченко. – Минск: Интегралколиграф, 2009. – 544 с.
- 5 Солод, В.И. Горные машины и комплексы / В.И. Солод. – М.: Недра, 1981. – 509 с.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

по дисциплине

«Горные машины и оборудование»

**Вопросы по курсу
«ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ»
(7-й семестр)**

1. Классификация горных машин и требования к ним.
2. Структура горной машины и основные балансовые состояния.
3. Центр масс и центр давления.
4. Ядро сечения гусеничного хода, давления на опорное основание.
5. Способы разрушения горных пород. Силы, действующие на резец.
6. Удельные затраты энергии на разрушение резанием и способы их выражения.
7. Факторы, влияющие на величину удельных затрат. Толщина стружки и ее влияние.
8. Толщина стружки при работе цилиндрической фрезы.
9. Толщина стружки цепного бара.
10. Толщина стружки при работе винтовой фрезы.
11. Классификация механизмов перемещения. Кинематика гусеничного хода.
12. Теоретическая и действительная скорость движения. Буксование гусеничного хода.
13. Мощность для передвижения гусеничного хода по прямой. Силы сопротивления движению.
14. Коэффициент сопротивления мятию грунта и его составляющие.
15. Условия возможности движения по прямой.
16. Кинематика поворота гусеничного хода. Радиус и угловая скорость поворота.
17. Уравнения равновесия гусеничной машины при повороте.
18. Центры вращения опорных ветвей в простейшем случае
19. Давление и продольные усилия гусеничных лент при повороте.
20. Мощность для поворота гусеничной машины. Условия возможности поворота.
21. Колесный движитель. Режимы движения колеса.
22. Силы, действующие на ведущее и ведомое колеса.
23. Радиусы деформируемого колеса, буксование.
24. Мощность для передвижения колесной машины по прямой. Условия возможности движения.
25. Сопротивление деформированию грунта колесом.
26. Схемы поворота колесных машин.
27. Определение размеров колеса по условиям допустимых давления и сопротивления движению.
28. Мощность для поворота колесной машины.
29. Железнодорожный колесный ход. Мощность для его передвижения.
30. Проходческие комбайны, их классификация и схемы обработки забоя.
31. Энергетический баланс проходческого комбайна с соосными бурами.
32. Мощность для работы центрального бура.
33. Мощность для работы внешнего бура.

34. Мощность для работы бермовых фрез.
35. Мощность для работы отрезных
бермовых фрез.
36. Мощность для передвижения комбайна.
37. Сила сопротивления подаче центрального бура.
38. Сила сопротивления подаче внешнего бура.
39. Сила сопротивления подаче бермовых фрез и отрезных коронок.
40. Бункер-перегрузатель и мощность для его работы.
41. Самоходные вагоны. Мощность для работы в двух режимах.
42. Резец и силы, действующие на него. Удельное сопротивление резанию.
43. Силы, действующие на гусеницу при прямолинейном движении.
44. Силы, действующие на гусеницу при повороте.

**Перечень вопросов
по дисциплине «Горные машины и оборудование»
(8-й семестр)**

1. Очистные комплексы, состав и схема работы.
2. Очистные комбайны со шнековыми фрезами. Баланс мощности.
3. Мощность для привода шнек-фрезы.
4. Мощность на перемещение очистного комбайна.
5. Схема работы крепи в составе очистного комплекса.
6. Машины для выполнения вспомогательных работ в горных выработках.
7. Классификация экскаваторов.
8. Схема прямой напорной лопаты и ее основные механизмы.
9. Устойчивость экскаватора.
10. Тяговая лебедка и мощность для ее работы.
11. Механизм напора, его назначение и мощность для привода.
12. Схема драглайна и принцип работы.
13. Мощность для привода механизма тяги драглайна.
14. Экскаваторы непрерывного действия.
15. Мощность для работы экскаватора поперечного копания.
16. Мощность для работы экскаватора продольного копания.
17. Затраты мощности привода ковшовой рамы.
18. Мощность для передвижения экскаватора поперечного копания.
19. Мощность для передвижения экскаватора продольного копания.
20. Типы гидромеханизированных крепей.
21. Объем ковша экскаватора непрерывного действия.
22. Технологическая схема и операции фрезерного способа добычи торфа.
23. Мощность для работы фрезбарабана и его привода.
24. Мощность для сообщения кинетической энергии и передвижения фрезбарабана.
25. Мощность для резания торфа и древесных отходов.
26. Типы валкователей и схема лопастного секционного валкователя.
27. Направление сдвига торфа валкователем.
28. Центр давления верхнего перекрытия.
29. Тяговое усилие лопасти.
30. Баланс мощности лопастного валкователя.
31. Уборочная машина и мощность для ее работы.
32. Пневмоуборочная машина. Схема и затраты мощности.
33. Рабочая точка вентилятора пневмоуборочной машины.
34. Потери давления и характеристика сети.
35. Мощность для работы элеватора уборочной машины.
36. Допустимое положение центра давления вентилятора.
37. Усилитель подачи очистного комбайна.
38. Мощность для работы лопастного валкователя торфяной массы.
39. Мощность торфяной лопастной машины.
40. Нагрузки, действующие на секцию крепи.