

## **ВВЕДЕНИЕ**

Целью проектирования является выбор современных технических средств водоотлива и средств доставки полезного ископаемого по стволам шахт исходя из наибольшей экономичности установок при соблюдении всех существующих норм и правил безопасности эксплуатации оборудования.

В курсовом проекте студент должен проявить возможно большую самостоятельность в умении применять теоретические знания к решению инженерных задач по данной специальности и находить обоснования правильности своих решений.

Каждый решаемый вопрос должен содержать не «голые» цифры, а предварительный анализ возможных путей решения из разных источников, обоснованный выбор входящих в формулы коэффициентов применительно к данному заданию.

По глубине проникновения в сущность предстоящей задачи и обоснованности принимаемых студентом решений определяется качество выполняемого курсового проекта.

Курсовой проект представляет собой важный этап в подготовке к дипломному проектированию или другой выполняемой работе. Поэтому здесь важно приучить себя к пользованию справочниками, каталогами, а также приобрести навыки грамотного составления пояснительной записки, расчетных графиков, таблиц и т.д. Весьма ценно в курсовом проектировании использование материалов из новых научных источников. Глубокий вдумчивый подход к решению поставленных задач в курсовом проекте может стать началом проявления новой идеи, разработкой которой студент может заняться в дипломном проекте.

## **1. Основное содержание курсового проекта**

Для выполнения курсового проекта предлагается два варианта на выбор: расчет насосной установки главного водоотлива шахты, расчет шахтной подъемной установки главного подъема шахты.

По первому варианту в задачи проектирования входит: Краткая характеристика горного предприятия, в условиях которого проектируется подъемная установка (по данным производственной практики или другим материалам), обзор существующих и выбор для заданных условий гидравлической схемы водоотлива; расчет и выбор насосов; подбор диаметров нагнетательного трубопровода; графическое определение действительного режима работы водоотливной установки; подбор диаметров нагнетательного трубопровода и определение режимов работы установки, производящимся как детерминированным методом, так и на компьютере; выбор электродвигателя и описание схемы автоматизации; выбор способа заливки насосов; определение размеров водосборников (с расчетом отстойников шахтной воды и оборудования для очистки водосборника); расположение всего оборудования в насосной камере с указанием установочных размеров; расчет силовой и осветительной сети с указанием прокладки кабелей в насосной камере; составление спецификации оборудования и материалов (трубы, фитинги, клапаны, кабели и др.); организация технического обслуживания и ремонта (текущего, среднего и капитального); описание вопросов техники безопасности при обслуживании насосных агрегатов; определение расхода электроэнергии и технико-экономические показатели работы установки.

Кроме расчета главной водоотливной установки в содержание проекта входит расчет и выбор оборудования зумпфового водоотлива, а также вспомогательных водоотливных установок для откачки воды из нижележащих горных выработок на основной горизонт водоотлива.

По второму варианту в задачи проектирования входит краткая характеристика горного предприятия, в условиях которого проектируется подъемная установка (по данным производственной практики или другим материалам), экономическое обоснование и определение необходимой грузоподъемности сосуда, выбор типа скипа или клетки, краткое описание загрузочного устройства для выбранного сосуда и способа разгрузки, расчет и экономическое обоснование выбора типа и прочности материала подъемного каната, основные правила по уходу и наблюдению при эксплуатации канатов, определение основных размеров органа навивки канатов (двойные или одиночные цилиндрические барабаны, шкивы трения при многоканатном подъеме и др.), дать схему расположения ПМ у ствола с определением длины струны и проверкой углов отклонения (девиации) канатов, расчет и выбор времени одного цикла подъема, максимальной скорости и основного ускорения и замедления сосудов, ориентировочное определение мощности подъемного двигателя (по уточненной максимальной скорости с учетом действительного числа оборотов двигателя и передаточного числа редуктора), определение основных установочных размеров подъемной машины для расположения оборудования в здании (к выполнению первого чертежа), построение диаграмм статических сопротивлений шахтного подъема (в функции времени), определение приведенной массы системы привода, обоснование выбранных значений ускорений и замедлений, расчет кинематики подъемной установки, в соответствии с типом выбранного сосуда и построение диаграмм скорости (тахограмм), построение диаграмм движущих усилий на окружности органа навивки, определение эффективного усилия и номинальной мощности подъемного двигателя, окончательный выбор двигателя, построение диаграмм мощности (на окружности органа навивки на валу двигателя и потребляемой из сети), определение КПД подъемной установки, определение количественного состава персонала для обслуживания подъемной установки, основные вопросы техники безопасности и охраны труда при обслуживании подъемной установки,

Технико-экономические показатели работы шахтной подъемной установки (капитальные затраты, эксплуатационные расходы, удельные расходы).

#### Перечень чертежей

По первому варианту

План и разрезы насосной камеры с расположением оборудования с указанием установочных размеров, установкой подъемных средств монтажа и со спецификацией оборудования.

По второму варианту

План машинного здания с расположением оборудования и указанием установочных размеров, а также спецификацией основного оборудования или чертеж парашютного устройства в подъемной клетке.

## **2. Проектирование главной водоотливной установки при одноступенчатой гидравлической схеме водоотлива**

#### Последовательность проектирования

Шахтные воды содержат большое количество взвешенных частиц от 20 до 5000 мг/л. Концентрация водородных ионов в воде или степень кислотности и агрессивности шахтной воды оценивается водородным фактором рН. Классификация по параметру рН следующая:

- сильнокислотная рН=0 – 3;
- кислотная рН= 4 – 5;
- нейтральная рН= 6 – 8;
- щелочная рН= 9 – 14;

Вредное влияние на оборудование установок водоотлива наблюдается при значении рН=4 и при содержании в воде свободной серной кислоты 100-150 мг/л.

Выбор схемы организации водоотлива зависит от расположения насосной камеры и типом насосов. Окончательный выбор схемы осуществляется на основе технико-экономического сравнения

предлагаемых вариантов. Принципиальные схемы организации схем приведены на рис.1.

В соответствии со схемой вскрытия, числом рабочих горизонтов, планом околоствольного двора намечается место расположения насосной камеры и вспомогательных выработок (водосборников). Обычно насосная камера располагается у ствола и граничит с ЦПП.

В соответствии с требованиями ПБ [1] для угольных шахт производительность насосной установки определяется по максимальному притоку. Максимальный суточный приток должен быть откачен за 20 часов. Четыре часа остаются резервными на период остановки насосов и на случай перерыва в подаче электроэнергии и других аварийных ситуаций.

Отсюда минимальная требуемая подача насоса ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) для угольных шахт должна быть:

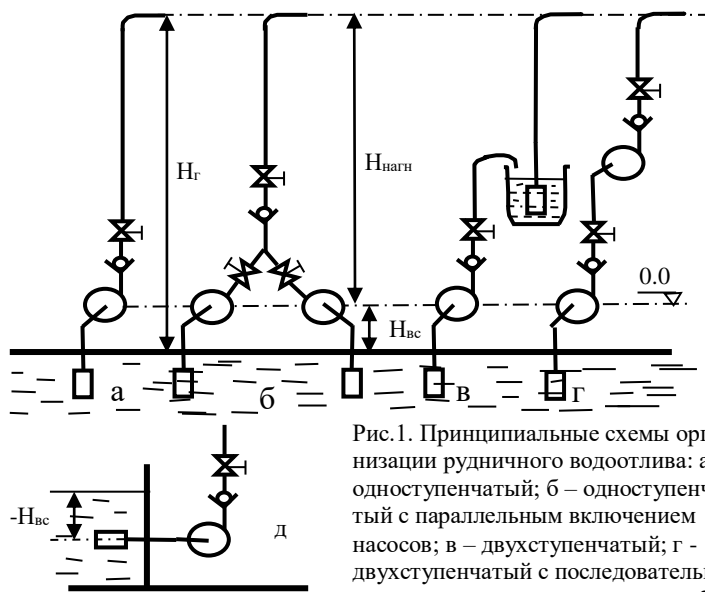


Рис.1. Принципиальные схемы организации рудничного водоотлива: а - одноступенчатый; б - одноступенчатый с параллельным включением насосов; в - двухступенчатый; г - двухступенчатый с последовательно включенными насосами; д - заглубленная насосная при отрицательной высоте всасывания

$$Q_p = \frac{A_{\text{год}} \cdot k_{\text{max}}}{365 \cdot 20} = \frac{Q_{\text{час. max}} \cdot 24}{20} = 1,2 \cdot Q, \text{ м}^3/\text{час}. \quad (1)$$

где:  $Q_p$  часовая производительность рабочего насоса (группы насосов);

$Q_{\text{час. max}}$  - часовой максимальный приток воды в шахту;

$A_{\text{г}}$  - годовая производительность шахты по полезному ископаемому;

$k_n$  - максимальный коэффициент водообильности.

В соответствии с ПБ [2] для рудных предприятий нормальный суточный приток должен быть откачен за 20 часов, то есть

$$Q_p = \frac{A_{\text{год}} \cdot k_{\text{норм}}}{365 \cdot 20} = \frac{Q_{\text{час. норм}} \cdot 24}{20} = 1,2 \cdot Q_{\text{час}} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (2)$$

где  $Q_p$  - часовая производительность рабочего насоса (группы насосов);

$Q_{\text{час. норм}}$  - нормальный часовой приток;

$k_{\text{норм}}$  - коэффициент водообильности, соответствующий нормальному водопротоку.

При больших притоках воды  $Q_p$  может превосходить 900-1000 м<sup>3</sup>/час, что диктует использование одновременной работы двух или более насосов. В этом случае к установке принимаются два или более рабочих насосов, подключенных на индивидуальные ставы или на параллельную работу на общий став. При совместной (параллельной) работе должны приниматься одинаковые насосы, работающие не более двух на общий став.

После выбора насосов и способа их подключения к ставам, составляют расчетную схему водоотлива с учетом расположения насосной камеры, выхода в ствол и трассировки отводимой воды на поверхности.

Кроме рабочих насосов в камере располагаются резервные насосы.

Для предприятий угольной промышленности число резервных насосов равно числу рабочих, кроме того, в камере предусмотрен один

насос, который может находиться в ремонте [1]. Таким образом, общее количество насосных агрегатов в камере может быть рассчитано, как  $z_{\text{общ}} = 2z_p + 1$ , где  $z_p$  – число рабочих насосов.

Для предприятий рудной промышленности при притоках более 50 м<sup>3</sup>/час Правила Безопасности [2] предписывают состав насосных агрегатов в камере принимать по данным, приведенным в табл. 1.

Таблица 1

Общее число насосных агрегатов	В том числе		
	В работе	В резерве	В ремонте
4	2	1	1
5	3	1	1
7	4	2	1
8	5	2	1
9	6	2	1
11	7	3	1

Величина предполагаемого напора  $H_{\text{нас}}$  определяется с учетом КПД трубопровода  $\eta_{\text{тр}}$ , показывающим какая часть напора затрачивается на потери от протекания потока в трубопроводе при заданной геометрической высоте подъема столба воды  $H_{\text{г}}$ . Величина  $\eta_{\text{тр}}$  принимается 0,87-0,93. Таким образом

$$H_{\text{нас}} = \frac{H_{\text{г}}}{\eta_{\text{тр}}}, \quad (3)$$

где  $H_{\text{г}} = H_{\text{ш}} + 5$  – геодезическая высота подачи, равная глубине шахты (высоте водоотливного горизонта), с добавлением приблизительно 5 метров на высоту от зеркала воды в колодце до уровня околоствольного двора и на превышение трубопровода над устьем ствола шахты на поверхности.

Выбор насосов следует производить на основании технико-экономического сравнения вариантов путем выбора по индивидуальным действительным (каталожным) характеристикам (см. при-

ложение 1) или на основании зон промышленного использования насосов (рис.3), где приведены предлагаемые типы насосов при условии, что их КПД не менее 0,6.

Типовая схема водоотливной установки приведена на рис.2.

Если горные работы проводятся одновременно на нескольких горизонтах или необходимый напор не удастся создать одним насосом, то является целесообразным:

- применить ступенчатую схему водоотлива, с расположением насосов на своих горизонтах;
- применить высоконапорные насосы.

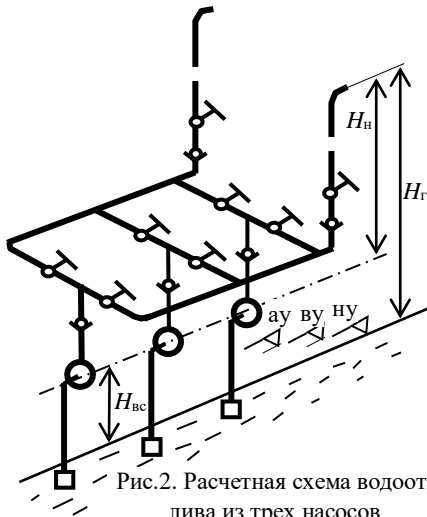


Рис.2. Расчетная схема водоотлива из трех насосов

После выбора типа насоса следует обратиться к индивидуальной действительной характеристике (Приложение 1).

Часто в каталогах приводятся индивидуальные характеристики на одно колесо насоса. Следует помнить, что минимальное число рабочих колес насосов типа ЦНС может быть не менее двух.

Число рабочих колес определяется, как

$$z = \frac{H_{\text{нас}}}{H_k}, \quad (4)$$

где  $H_k$  – номинальный напор на одно колесо (по данным каталогов).

Необходимым условием совместимости выбранного насоса с заданной геометрической высотой  $H_g$  является соблюдение неравенства

$$H_g \leq (0,90 - 0,94) H_{k0} \cdot z, \quad (5)$$

где  $H_{k0}$  –напор на одно колесо при нулевой подаче.



Если неравенство (5) не выполняется, следует увеличить число рабочих колес.

При выборе насоса необходимо обратить внимание на высоту всасывания насоса. Крупные высокооборотные насосы имеют отрицательную высоту всасывания, которая объясняется возможностью появления кавитации. При проектировании такой установки можно заглубить насосную камеру относительно зеркала воды в отстойнике (Рис.1,д), либо в приемном колодце установить подпорный насос ВП-340, характеристики которого приведены в приложении 1.

Первым этапом проектирования является выбор насоса (насосов) и расположение их в помещении насосной камеры с учетом соблюдения нормативных размеров и интервалов, вторым этапом является проектирование водопроводной сети.

По указанным расчетным параметрам находят соответствующие им типоразмеры центробежных насосов; для чего на сводный график характеристик, представленный на рис. 3, наносят точку требуемых величин подачи и напора. Если точка окажется в зоне характеристик двух и более типоразмеров насосов расчет ведется по каждому насосу и окончательный выбор производится на основе технико-экономического сравнения вариантов.

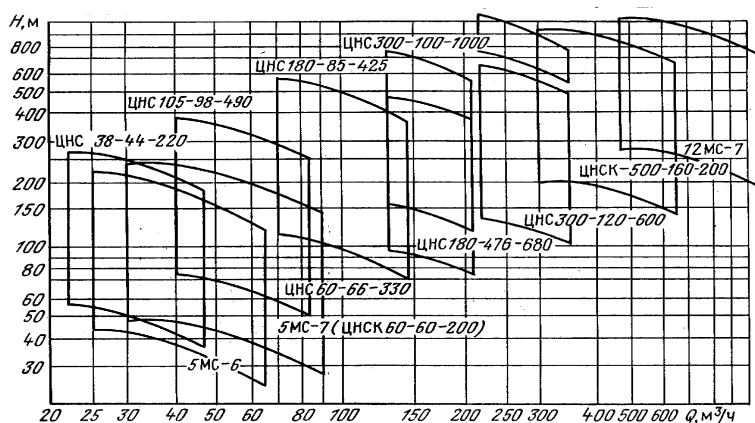


Рис. 3. Сводный график рабочих зон характеристик насосов

Если на сводном графике нет насоса обеспечивающего необходимый напор или подачу переходят, соответственно, к последова-

тельному (либо к ступенчатому водоотливу) или параллельному соединению насосов на общий трубопровод.

Для каждого из конкурирующих насосов должна быть найдена заводская индивидуальная характеристика, построенная графически в функции подачи; причем кривые напора и мощности построенные для одного рабочего колеса. По заводским данным берут манометрический напор на одно колесо и рассчитывают требуемое число рабочих колес по выражению (4)

Выбирают насос с ближайшим большим числом рабочих колес и на основе заводской характеристики строят индивидуальную характеристику на выбранное число колес.

Следует обратить внимание на точность построения характеристики насоса, т.к. она должна быть использована для графического решения важной инженерной задачи по определению режима работы установки. Поэтому характеристика строится на миллиметровой бумаге. Масштаб выбирается достаточно крупный - от этого зависит точность расчета. С этой же целью рекомендуется выделить часть напорной характеристики насоса и внешней сети в отдельный график укрупненного масштаба. Эта часть на рис.4 выделена в рамку.

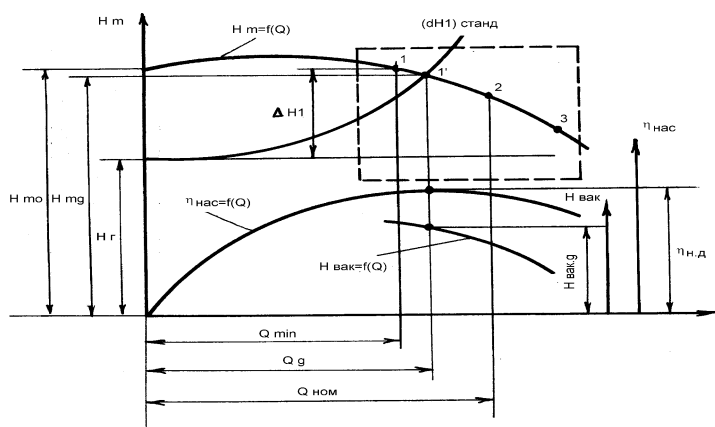


Рис. 4. График режима работы насоса

## 2.2. Расчет нагнетательного и всасывающего трубопровода

Построенная таким образом действительная индивидуальная характеристика насоса и нанесенная на этот график геодезическая высота подачи являются исходными данными для выбора диаметра нагнетательного трубопровода.

Очевидно, что наиболее выгодный режим работы установки, отвечающий условию минимальных приведенных затрат, находится в зоне максимального КПД насоса. Наиболее вероятный вариант достижения минимума суммарных затрат можно считать при номинальной подаче, когда насос работает при максимальном КПД. Вторым, не менее обоснованным, может быть вариант при подаче  $Q_{\text{раб}}=Q_{\text{мин}}$ , так как при этом достигается наименьшая установленная мощность двигателя и наименьший диаметр трубопровода.

### Расчет трубопроводов

Трубопровод водоотливной установки состоит из нескольких участков: от приемного клапана до насоса, от насоса до трубного коллектора, самого коллектора, трубопровода по наклонному ходу от коллектора до става в стволе, трубного става в стволе и участка отводящего воду от ствола.

Внутренний диаметр проточной части трубопровода определяется по формуле

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{3600 \cdot \pi \cdot v_{\text{п}}}}, \quad (6)$$

где  $Q_p$  – часовая производительность установки, м<sup>3</sup>/ч;

$v_{\text{п}}$  – допустимая скорость движения потока в трубопроводе, м/с.

Примечание. Рекомендованные в ряде литературных источников формулы по определению оптимального диаметра става, основанный на экономической целесообразности, в условиях частого изменения цен нуждается в ежедневной корректировке и в настоящее время не могут быть рекомендованы.

Скорость воды принимается во всасывающем трубопроводе 1,0-1,5 м/с, а в нагнетательном 2-2,5 м/с, а предельные пропускные способности трубопроводов в зависимости от скорости движения воды представлены в табл. 2 [3].

Полученный диаметр округляют до ближайшего большего.

Таблица 2

Параметры трубопроводов		Пропускная способность трубопроводов (м <sup>3</sup> /ч) при скорости воды (м/с)						
Внутренний диаметр, мм	Сечение, м <sup>2</sup>	1,8	2,0	2,2	2,4	2,5	2,7	3,0
100	0,0078	50	55	60	70	72	75	85
150	0,017	110	120	135	150	155	165	185
200	0,051	200	220	245	270	280	300	330
250	0,059	315	350	390	420	440	480	530
300	0,070	450	500	550	600	630	680	750
350	0,096	620	690	690	830	860	930	1030
400	0,125	810	900	900	1080	1110	1210	1350
450	0,158	1025	1140	1250	1360	1420	1530	1700
500	0,196	1270	1410	1550	1690	1760	1900	2110
600	0,282	1840	2040	2240	2450	2550	2760	3060

По принятому диаметру обратным пересчетом формулы (6) определяются фактические скорости движения воды на участках трубопровода.

В основу определения диаметра при параллельной работе насосов и трубопроводов принимается принцип равных потерь [4], который обеспечивает равенство рабочих режимов при параллельной работе и индивидуальной работе насосов.

В этом случае диаметр общего трубопровода определяется по формуле

$$d_{\text{тр}} = \frac{n_{\text{рб}}^{0,377}}{N_{\text{рб}}^{0,377}} d_1 = \Phi d_1. \quad (7)$$

При числе насосов  $n_{\text{рб}}$  работающих параллельно на число трубопроводов  $N_{\text{рб}}$  (обычно два), при половинной производительности, определяемой  $Q_{\text{р}}/2$ , диаметр трубопровода для которой  $d_1$ , значение  $d_{\text{тр}}$  определяется коэффициентом 1,3, т.е.  $d_{\text{тр}}=1,3d_1$ .

Значение коэффициента  $\Phi$  в зависимости от числа рабочих насосов сведена в табл.3 [4]. В стандартах на трубы приводятся наружные диаметры труб, что позволяет унифицировать присоединительные размеры арматуры.

Таблица 3  
Значение коэффициента Ф

		Число рабочих насосов на один трубопровод									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число рабочих трубопроводов	1	1,00	1,30	1,51	1,69	1,89	1,97	2,08	2,18	2,29	2,88
	2		1,00	1,17	1,30	1,41	1,51	1,60	1,69	1,70	1,88
	3			1,00	1,11	1,21	1,30	1,38	1,45	1,51	1,57
	4				1,00	1,09	1,17	1,23	1,30	1,36	1,41
	5					1,00	1,07	1,14	1,19	1,25	1,30

Расчетное давление в соответствии с ПБ и ПТЭ должно составлять 1,25 рабочего и может быть определено для нижнего сечения по выражению

$$p_p = \rho g z H_k, \quad (8)$$

где  $p_p$  – расчетное давление;  $H_k$  – напор на колесо;  $z$  – число рабочих колес.

Толщина стенки  $\delta$  прямых участков трубопровода рассчитывается по выражению

$$\delta = \frac{P \cdot d_n}{2\sigma_p + P} + a_1, \quad (9)$$

где  $\sigma_p$  – временное сопротивление разрыву в зависимости от выбранного материала;  $P$  – расчетное давление, МПа;  $d_n = d_{вн} + 2\delta$  – наружный диаметр трубы, см;  $a_1$  – добавка, компенсирующая коррозию и минусовые отклонения трубы при изготовлении, составляет 10-15% от толщины стенки. Толщину стенки округляют до стандартного значения.

Для водоотливных трубопроводов используются горячекатаные трубы стали марок Ст2сп, Ст4сп, Ст5сп, Ст6сп, имеющие наружный диаметр от 25 до 820 мм и толщину стенок от 2,5 до 75 мм. Временные сопротивления разрыву  $\sigma_p$  приведены в табл.4.

Таблица 4

Марка стали	Ст2сп	Ст4сп	Ст5сп	Ст6сп
Временное сопротивление разрыву $\sigma_p$ не менее, МПа	350	420	500	600

С учетом коррозионного износа и времени эксплуатации трубопровода толщина стенок труб, прокладываемых в стволах

$$\delta = \frac{1000 \cdot [\delta_0 + (\delta_{\text{кн}} + \delta_{\text{кв}}) \cdot t]}{100 - k_d}, \text{ мм}, \quad (10)$$

где  $\delta_0$  – расчетная толщина стенок, мм;

$\delta_{\text{кн}} = 0,25$  мм/год и  $\delta_{\text{кв}}$  – соответственно скорость коррозии наружной и внутренней поверхностей труб;  $t = 10-15$  лет – срок службы трубопровода;  $k_d = 10-15$  – коэффициент, учитывающий минусовой допуск толщины трубы, %.

Скорость коррозионного износа внутренней поверхности трубы зависит от химического состава транспортируемой воды (см. табл.5).

Если принята одноступенчатая схема водоотлива, но геометрическая высота  $H_T$  подачи превышает 500-600 м, то напорный став следует разделить на два участка с различной толщиной стенок трубопровода.

При кислотных водах  $\text{pH} < 5$  следует применять футерованные трубы.

В соответствии с ПБ доступ в насосную камеру осуществляется с околоствольного двора транспортным ходком, обычно камера имеет герметизированную дверь, ведущую в ЦПП, а также камера соединена со стволом наклонным ходком (под углом  $30^\circ$ ), выход в стол которого находится на высоте не менее 7 метров.

Таблица 5

Вода	водо-провод-ная	Нейтральная или щелочная	Нейтральная $\text{pH}=6-7$	Слабокислот-ная $\text{pH}=5-6$
Скорость коррозион-ного износа $\delta_{\text{кв}}$ , мм/год	0,05	0,1	0,2	0,4

Длина камеры определяется, как  $l_k = 2 l_T + z l_a + z l_3 + D$ , где  $l_k$  – длина камеры;  $l_T = 1,5$  м – транспортный зазор, определяемый шириной рельсовой колеи и максимальной шириной доставляемого оборудования;  $l_a$  – основной размер по длине насосного агрегата с электродвигателем;  $z \geq 3$  – число насосных агрегатов, размещаемых

в камере;  $l_3$  - зазор между насосными агрегатами для удобства монтажа и эксплуатации, не менее 0,8 м;  $D$  – диаметр приемного колодца, м.

Ширина камеры определяется, как  $b_k = b_t + b_a + b_3$ , где  $b_k$  – ширина камеры;  $b_t$  – транспортный зазор, определяемый максимальным размером транспортируемого оборудования и рельсовой колеи;  $b_a$  – максимальный габарит насосного агрегата по ширине;  $b_3$  – расстояние от стенки камеры до агрегата (не менее 0,7 м).

Высота камеры  $h_k$  определяется из условия того, что от пола до коллектора должно быть не менее 2 метров и чтобы хватило расстояния  $h_n$  для размещения грузоподъемного устройства на монтажной балке, т.е.  $h_k = 2 + h_n$ .

Глубина приемного колодца ограничивается допустимой высотой всасывания.

После расстановки насосов и трубопроводов определяют и расставляют запорную и регулирующую аппаратуру.

Для расчета трубопровода составляют гидравлическую (расчетную) схему и разбивают ее на три участка: всасывающий трубопровод, трубный коллектор в насосной камере и став с выходом на поверхность с отводом от ствола.

Характеристика трубопровода определяется в соответствии с формулой.

$$H = H_r + (A_{дл1} l_1 + A_{дл2} l_2 + A_{дл3} l_3 + A_{м1} \sum \xi_1 + A_{м2} \sum \xi_2 + A_{м3} \sum \xi_3) Q^2 = H_r + k Q^2. \quad (11)$$

При выполнении технических расчетов для определения коэффициента сопротивлений по длине трубопровода используется формула Ф.А. Шевелева:

$$\lambda = \frac{0,021}{d_p^{0,3}}, \quad (12)$$

где  $d_p$  – расчетный внутренний диаметр трубопровода в метрах, уменьшенный из-за наличия коррозии и отложений, при расчетах шахтных трубопроводов обычно принимают  $d_p = d_{вн} - 0,001$ .

Удельные гидравлические сопротивления по длине (сопротивление 1 метра прямой трубы)

$$A_{\text{дл}} = \frac{8\lambda}{3600^2 \pi^2 g d^5} (\text{ч}^2/\text{м}^6), \quad (13)$$

местные трубопроводной арматуры (единичное местное сопротивление элемента арматуры или фасонной детали), для которой  $\xi = 1$ .

$$A_{\text{м}} = \frac{8}{3600^2 \pi^2 g d^4} (\text{ч}^2/\text{м}^5). \quad (14)$$

Удельные сопротивления для употребительных трубопроводов, рассчитанные по выражениям (13) и (14), приведены в табл.6. Формула (11) может быть записана в таком виде

$$H_{\text{пот}} = \left( \frac{8\lambda}{3600^2 g \pi^2 d^5} \sum l + \frac{8}{3600 g \pi^2 d^4} \sum \xi \right) Q^2. \quad (15)$$

Таблица 6

Диаметр трубы $d$ , мм	Коэффициент Дарси $\lambda$	Обобщенные параметры	
		$A_{\text{дл}}$ , $\text{ч}^2/\text{м}^6$	$A_{\text{м}}$ , $\text{ч}^2/\text{м}^5$
50	0,05158	1050,41	1020,11
75	0,04567	122,72	201,50
100	0,04190	26,714	63,75
125	0,03918	8,186	26,11
150	0,03710	3,115	12,59
175	0,03542	1,376	6,79
200	0,03403	0,678	3,95
225	0,03285	0,363	2,48
250	0,03183	0,207	1,63
275	0,03093	0,125	1,11
300	0,03036	0,0790	0,7871
325	0,02942	0,0517	0,5714
350	0,02877	0,0349	0,4248
375	0,02818	0,0242	0,3223
400	0,02764	0,0172	0,2490
425	0,02714	0,0124	0,1954
450	0,02668	0,0069	0,1554
475	0,02625	0,0052	0,1252
500	0,02585	0,0042	0,1020

Коэффициенты местных сопротивлений элементов трубопроводов, арматуры и фасонных частей сведены в табл.7.

Таблица 7

Наименование	Коэффициент
--------------	-------------



Приемное устройство с клапаном	8,0
Приемная сетка без клапана	1,0
Колено, изогнутое под углом 90° с закруглением	0,4
То же, 150°	0,25
Задвижка с диаметром условного прохода $d_y = 80 - 400$ мм	0,25
Обратный клапан (при угле открывания 50°)	10,0
Тройник равнопроходный (при повороте потока)	1,0
Тройник переходный (при повороте потока)	1,5
Тройник равнопроходный на проход	0,5
Переход сужающийся (угол раскрытия 30°)	0,1
Переход расширяющийся (угол раскрытия 30°)	0,25
Диффузоры при $d_1/d_2 = 0,4 - 0,8$	0,2
Конфузоры при $d_1/d_2 = 1,2 - 1,7$	0,25
Вход в трубу	0,2
Выход из трубы	1,0

Выражение, стоящее в скобках выражения (15), называется сопротивлением трубопровода и часто обозначается через  $a$ .

Тогда последнее выражение будет  $H_{\text{пот}} = aQ^2$ , где  $a$  - постоянный, для данного трубопровода, коэффициент. При расчетах значения  $A_{\text{дл}}$  и  $A_{\text{м}}$  находят из таблиц. (см. табл.6).

Также при расчетах водоотливных линий можно использовать понятие эквивалентной длины. Под эквивалентной длиной ( $l_3$ ) понимается длина прямолинейного участка трубопровода, потери напора в которой равны потерям напора в данном местном сопротивлении при одинаковых расходах, т.е.

$$H_{\text{м}} = H_{\text{дл}} \text{ или } \xi_{\text{м}} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l_3}{d} \frac{v^2}{2g}, \text{ откуда}$$

$$l_3 = \frac{\xi_{\text{м}}}{\lambda} d, \text{ общая длина трубопровода } L = l + l_3.$$

Тогда потери в трубопроводе рассчитывают по выражению

$$H_{\text{пот}} = \lambda \frac{l + l_3}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{8\lambda}{3600^2 g \pi d^5} (l + l_3) Q^2.$$

(16)

Введем обозначение

$$K = \sqrt{\frac{3600^2 g \pi d^5}{8\lambda}} - \text{расходная характеристика трубопровода.}$$

да. Тогда

$$H_{\text{пот}} = \frac{l + l_3}{K^2} Q^2. \quad (17)$$

Гидравлический уклон есть отношение потери напора отнесенное к длине трубопровода, или  $i = H_{\text{пот}}/L$ . Потеря напора в трубопроводе составит  $H_{\text{пот}} = LQ^2/K^2$ . Расчет ведется по участкам трубопровода, а общая потеря давления есть сумма потерь на участках.

#### Всасывающая труба насоса

Величина вакуума в точке А на оси насоса (рис. 4)

$$h_{\text{вак}} = h + \frac{v^2}{2g} \left(1 + \sum \xi + \lambda \frac{l}{d}\right) = h + \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^6} \left(1 + \sum \xi + \lambda \frac{l}{d}\right), \quad (18)$$

где  $h$  – высота оси насоса над уровнем свободной жидкости (высота всасывания);  $v$  и  $Q$  – средняя скорость и расход во всасывающем трубопроводе,  $l$  и  $d$  – длина всасывающей трубы и ее диаметр;  $\lambda$  и  $\xi$  – коэффициенты сопротивления по длине и местные.

Максимальный расход  $Q_{\text{max}}$  при заданной высоте всасывания и заданных конструктивных элементах на всасывающем трубопроводе можно определить по следующему выражению

$$Q_{\text{max}} = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2g(h_{\text{вак доп}} - h)}{1 + \sum \xi + \lambda \frac{l}{d}}} \quad (\text{м}^3/\text{с}), \quad (19)$$

где  $h_{\text{вак доп}}$  – максимально допустимая высота вакуума для данного насоса, можно принимать  $h_{\text{вак доп}} = 7 - 7,5$  м.

Например, если принять  $h_{\text{вак доп}} = 7 - 7,5$  м при  $\xi = 0,30$ ,  $\lambda = 0,02$  и  $l/d = 100$  получаем  $Q_{\text{max}} = 1,92d^2 \sqrt{7,5-h}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , где  $d$  и  $h$  в м.

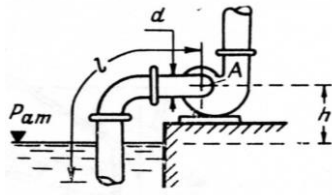


Рис. 5. К расчету всасывающего трубопровода

#### Совместная работа насосов

Под совместной работой понимается одновременная работа группы насосов на общий трубопровод. Различают последовательное включение насосов в том случае, когда напора одного насоса недостаточно для покрытия сопротивления трубопровода, и параллельное соединение, когда расхода одного насоса недостаточно для откачивания требуемого притока.

##### *Работа насосов при последовательном включении*

При последовательном включении жидкость, прошедшая через один насос и получившая увеличение удельной энергии, поступает в другой (Рис.5). Если сопротивлением соединительной линии можно пренебречь, то такое соединение считается непосредственным. На практике такое соединение имеет место в многоступенчатых насосах. Если сопротивление соединительной линии велико, то такое соединение называется разнесенным.

Из уравнения неразрывности

$$Q_1 = Q_2. \quad (20)$$

Напоры, передаваемые двумя последовательно включенными насосами суммируются

$$H = H_1 + H_2. \quad (21)$$

На практике последовательное включение насосов получило широкое распространение. Это последовательное включение рабочих колес в многоступенчатых насосах, совместная работа с подкачивающим насосом ВП, а также работа насосных установок при ступенчатой организации водоотлива на карьерных разработках.

Для графического определения параметров рабочего режима при непосредственном расположении насосов в соответствии с выражениями (20) и (21) производится сложение напоров при одинаковых значениях  $Q$ , как показано на рис. 6. Режим работы насосов

определяется точкой пересечения характеристики сети и суммарной характеристикой насосов.

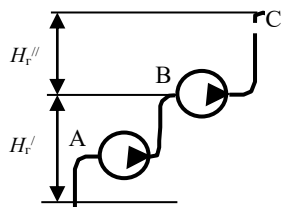


Рис.5. Последовательное включение двух насосов

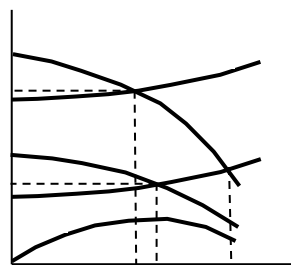


Рис.6. Последовательное включение двух одинаковых насосов

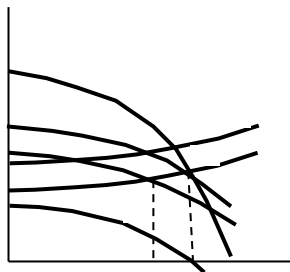


Рис. 7. Последовательное включение двух насосов, расположенных на разных горизонтах

При разнесенном расположении насосов могут появиться условия, при которых давление на всасе второго насоса окажется выше допустимого значения, что пагубно скажется на сальниках, либо появления давления ниже атмосферного, при котором могут появиться явления кавитации или автоколебаний.

Пусть напорная характеристика первого насоса изображена кривой

первого насоса изображена кривой 4 (рис. 7), второго – 3, характеристика трубопровода АВ – кривой 2 с геодезической высотой  $H_{г1}$ , трубопровода ВС – кривой 1 с геодезической высотой  $H_{г2}$ . При нахождении режимов работы насосов осуществляется перенос первого насоса в точку В и определение напорной характеристики приведенного насоса 4'. Это производится вычитанием из напоров, создаваемых насосом при данной подаче, напора сети АВ. Разность  $H_1 - H_{AB}$  составляет напор, с которым вода

поступает на всас второго насоса. Далее определяется напорная суммарная характеристика  $4'+3$  приведенного насоса  $4'$  и насоса  $3$  в соответствии с выражениями (20) и (21). Режим второго насоса определяется точкой пересечения суммарной характеристики  $4'+3$  и характеристики сети ВС. Если режим работы определяется точкой Р, то подача насосов составит  $Q_p$  а избыточное давление в подводе второго насоса будет равно нулю. Если режимная точка окажется правее точки Р, то на всасе второго насоса окажется разрежение. При этом давлении будут иметь место подсосы воздуха в месте подвода через слабые входные сальники, это повлечет снижение производительности насоса, а значит, повышение давления. Подсос прекратится, тогда скорость потока увеличится и давление понизится и опять появится подсос воздуха. Таким образом возможно появление незатухающего автоколебательного процесса, при котором установка выйдет из строя.

При правильно спроектированной установке на всасе второго напора должно оставаться избыточным для обеспечения работоспособности насоса и нормальной работы уплотнений на его входе.

#### Работа насосов при параллельном включении

Расход в общем участке сети при параллельном включении насосов определяется, как

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (22)$$

при одинаковых напорах, развиваемых насосами

$$H_1 = H_2. \quad (23)$$

Схема параллельного соединения показана на рис. 8 .

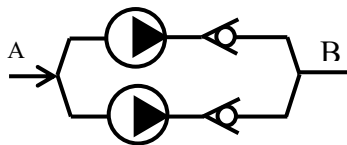


Рис. 8. Параллельное включение двух насосов

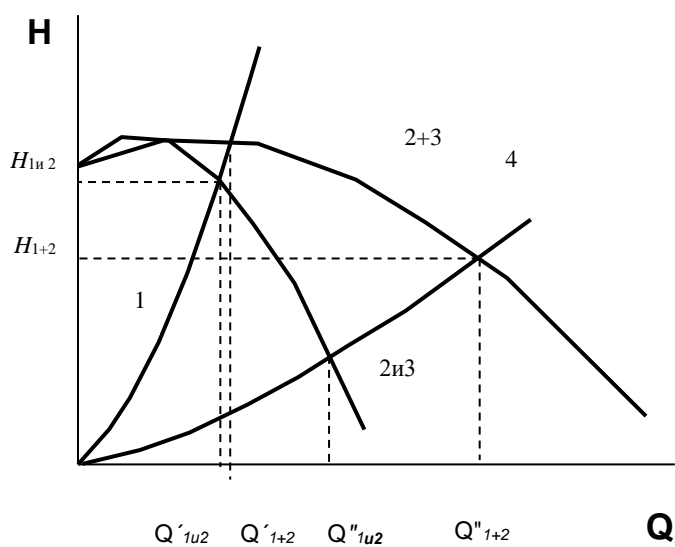


Рис. 9. Параллельное включение двух насосов

Графическое определение режима работы насосов на общую сеть производится сравнением суммарной характеристики насосов и характеристики сети. Точка пересечения определяет режим работы. Пусть напорные характеристики одинаковы (Рис. 9) и изображены совпадающими кривыми 2 и 3. Если потерями на индивидуальных участках можно пренебречь, то суммарная напорная характеристика 2+3 строится сложением подач при одинаковых напорах в соответствии с (22) (23). Координаты точек пересечения характеристик сетей 1 и 4 с индивидуальными характеристиками 2 и 3, а также с суммарной характеристикой 2+3 представляют рабочие режимы. Видно, что при работе насосов на сеть с большим сопротивлением увеличение суммарной производительности  $Q'_{1+2}$  будет малым, а при работе на сеть с малым сопротивлением увеличение производительности значительно.

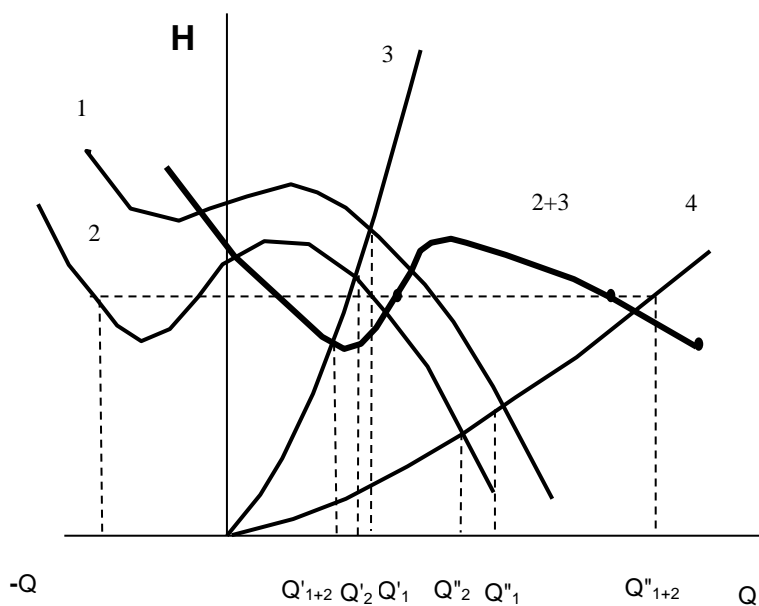


Рис.10. Параллельное включение двух различных турбомашин расположенных непосредственно

Для параллельной работы турбомашин, располагаемых в непосредственной близости, должны использоваться одинаковые машины. Рассмотрим параллельную работу двух турбомашин, имеющих различные напорные характеристики (Рис.10). Считается, что обратные клапаны на напорных ставах отсутствуют. Индивидуальные характеристики турбомашин 1 и 2. Характеристики сетей, на которые они могут работать - 3 и 4. При совместной работе на сеть 4 с малым сопротивлением наблюдается увеличение производительности  $Q''_{1+2}$  против режимов раздельной работы на данную сеть  $Q''_1$  и  $Q''_2$ . При работе на сеть с большим сопротивлением может оказаться, что каждая из турбомашин при работе на эту внешнюю сеть

развивает производительность  $Q'_1$  или  $Q'_{21}$  большую, чем суммарная их производительность при совместной работе  $Q'_{1+2}$ . Дело в том, что построенная в соответствии с уравнениями (22) и (23) суммарная характеристика 2+3 имеет более сложный вид, чем аналогичная характеристика двух одинаковых машин. На характеристике в зоне положительных расходов появляется восходящий участок, крутизна которого может оказаться столь значительной, что работа системы может оказаться неустойчивой. Физическая картина состоит в том, что напор большей по давлению турбомашин 1 приложен и к сети и к выходу более низконапорной машины 2. При отсутствии обратного клапана будет наблюдаться обратный переток в машине 2 (отрицательная подача), что сокращает суммарную подачу во внешнюю сеть. В насосных установках на нагнетательном трубопроводе обязательно устанавливается обратный клапан. В этом случае он оказывается закрытым и только один насос, развивающий больший напор, будет работать на внешнюю сеть.

#### 2.4. Расчет и выбор двигателя.

##### Определение КПД и расход электроэнергии водоотливной установки.

Установив наиболее экономичный режим работы данной водоотливной установки и соответствующий этому диаметр нагнетательного трубопровода, находим проектный режим работы предположим в точке 1' (см. рис.2).

Показатели работы насоса в этой точке обозначим  $Q_d$ ,  $H_{мд}$ ,  $\eta_{нд}$  и  $N_{вакд}$ . Указанные показатели являются исходными данными для расчета мощности на валу двигателя:

$$N_d = \frac{Q_d \cdot H_{мд} \cdot \rho \cdot g}{10^3 \cdot \eta_{нд}} \text{ (кВт)}. \quad (12)$$

Согласно этому должна быть выбрана номинальная мощность двигателя по каталогу, на 5...10% больше расчетной, на случай возможного так называемого, падения напряжения в контактной сети. Такое явление может наблюдаться, особенно в маломощных сетях при пуске крупных потребителей, какими бывают и подъемные двигатели, двигатели компрессоров и вентиляторов.

Число часов работы одного насоса в сутки при выдаче нормального притока (рудник) составит:



$$T_n = \frac{Q_{\text{сут.н.}}}{Q_d} \leq 20. \quad (14)$$

То же при максимальном притоке (угольная шахта):

$$T_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{сут.макс}}}{Q_d} \leq 20. \quad (15)$$

Откачивание воды при максимальном притоке требует особой организации работы насосных агрегатов. Здесь следует описать распределение часов работы агрегатов в течение суток; для этого составляется график одиночной и совмещенной работы из условия работы каждого из насосов в течение рабочего времени в сутки. Годовой расход электроэнергии будет:

$$W_{\epsilon} = \lambda_0 \cdot \frac{Q_d \cdot H_{\text{мд}} \cdot \rho g}{10^3 \cdot \eta_{\text{нд}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{с}}} \cdot (n_n T_n + n_{\text{max}} \cdot T_{\text{max}}), \quad (16)$$

где  $\lambda_0 = 1,03 \dots 1,07$  - коэффициент, учитывающий расход электроэнергии на просушку резервного двигателя;

$\eta_{\text{нд}}, \eta_{\text{дв}}, \eta_{\text{с}}$  - КПД, соответственно, двигателя, насоса и электросети (до места установки электросчетчика);

$n_n$  - число дней в году с нормальным притоком;

$n_{\text{max}}$  - то же с максимальным притоком.

Годовая плата за электроэнергию складывается из двух частей: за использованную электроэнергию по счетчику и за установленную мощность.

$$A_{\Gamma} = W_{\Gamma} \cdot a_1 + N_{\Gamma} \cdot a_2, \quad (17)$$

где  $a_1$  - стоимость 1 кВт/ час израсходованной энергии по счетчику;

$a_2$  - годовая плата за 1 кВт установленной мощности (или за так называемую заявленную мощность), в руб/ год.

Удельный расход электроэнергии будет:

$$W_0 = \frac{W_{\Gamma}}{Q_{\Gamma}} = \frac{W_{\Gamma}}{n \cdot Q_{\text{нс}} + n_{\text{max}} \cdot Q_{\text{макс.с}}}, \quad (18)$$

где:  $Q_{\Gamma}$  - годовой приток воды в шахту;

$Q_{\text{нс}}$  и  $Q_{\text{макс.с}}$  - нормальный и максимальный суточный приток.

Полезный удельный расход электроэнергии:

$$W_n = \frac{H_d \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot 3600} \quad (19)$$

Коэффициент полезного действия водоотливной установки будет:

$$\eta_y = \frac{W_n}{W_0} \quad (20)$$

В порядке самоконтроля следует определить  $\eta_y$  по элементам, как произведение КПД соответственно: насоса при проектном режиме работы установки, -  $\eta_{нд}$ ; внешней сети -  $\eta_{сд} = \frac{H_c}{H_{mg}}$ ; электро-

двигателя -  $\eta_{дв}$  и электрической сети -  $\eta_{эс}$ . Расхождение не должно быть существенным. Приведенные затраты на водоотлив определяются по формулам 3.17, 3.18, 3.19 и 3.21 из книги В.М. Попова «Рудничные водоотливные установки» (М.: «Недра», 1990) или другим источникам.

При расчете по второму и последующим вариантам следует повторить все расчеты начиная с выбора новой величины подачи и установления допустимых потерь  $\Delta H$ , до определения  $\eta_{уст}$ .

## 2. РАСЧЕТ ДВУХСКИПОВОЙ ОДНОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

### 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Производительность угольной шахты  $A_{\text{годт}}$ , т/год;  
Глубина шахты  $H_{\text{ш}}$ , м;  
Число рабочих дней в году  $N_{\text{год}}$ ;  
Стоимость электроэнергии  $q$ , руб./кВт\*ч.

### 2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

2.1. Оптимальная грузоподъемность скипа  
Часовая производительность подъемной установки

$$A_{\text{час}} = \frac{c \cdot A_{\text{годт}}}{N \cdot z \cdot t} \text{ т/ч,}$$

где  $c$  – коэффициент неравномерности подачи полезного ископаемого к стволу -1,5;

$N$  – число рабочих дней в году - 300;

$z$  – количество рабочих смен – 3;

$t$  – время рабочей смены – 6 часов.

Оптимальная масса груза скипа (формула Еланчика)

$$Q_{\text{опт}} = \frac{a_T \sqrt{H} + \Theta}{3,6} A_{\text{час}} \text{ кг,}$$

где  $a_T$  - коэффициент продолжительности подъёма,  $4 \leq a_T \leq 4,61$ ,

для пятипериодной тахограммы  $a_T = 4$ ;

$H$  - высота подъёма, м;

$A_{\text{час}}$  - часовая производительность т/ч;

$\Theta$  –ориентировочное значение паузы на загрузку и разгрузку, определяется методом итерации с учетом нормативов.

Для скипового подъема высота подъема

$$H = H_{\text{ш}} + h_{\text{з.у.}} + h_{\text{п}} \text{ м,}$$

где  $H_{\text{ш}}$  – глубина шахты, м;  $h_{\text{з.у.}}$  – глубина загрузочного устройства, 20-25 м;  $h_{\text{п}}$  – высота приемного бункера, 15-20 м;

По прил. 1 принимаем скип с донной разгрузкой. Результаты выбора сводится в таблицу. Сосуд выбирается ближайший по грузоподъемности.

Таблица 1

Тип скипа	Грузоподъемность $Q$ , кг	Собственная масса $Q'$ , кг	Высота скипа в положении разгрузки $h_c$ , м	Высота разгрузочных кривых $h_0$ , м	Пауза в цикле подъема $\Theta$ , с	Расстояние между центрами сосудов, $l_{\text{кш}}$ , м

2.2. Число рабочих циклов подъема в час

$$n = \frac{A_{\text{час}}}{Q} \text{ 1/час.}$$

Продолжительность рабочего цикла

$$T_{\text{ц}} = \frac{3600}{n}, \text{ с.}$$

Время движения в цикле подъема

$$t_{\text{дв}} = T_{\text{ц}} - \Theta, \text{ с.}$$

Средняя скорость движения сосуда

$$v_{\text{ср}} = \frac{H}{t_{\text{дв}}}, \text{ м/с.}$$

Максимальная ориентировочная скорость подъема

$$v_{\text{max}} = \alpha \cdot v_{\text{ср}}, \text{ м/с,}$$

где  $\alpha$  – множитель скорости 1,2- 1,25.

2.3. Расчет и выбор подъемных канатов.

Погонная масса подъемного каната

$$p = \frac{Q + Q'}{\frac{\lambda_{св} \cdot \sigma_p}{g \cdot k_{ст}} - H_0} \text{ кг/м,}$$

где  $\lambda_{св}$  – коэффициент свивки каната, для прядевых канатов принимается  $1,08 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

$\sigma_p$  – временный предел прочности материала каната на разрыв,  $1,6 \cdot 10^9 \text{ Па}$ ;

$k_{ст}$  – кратность запаса прочности каната по статической нагрузке, в соответствии с ПБ для грузового подъема принимается 6,5;

$H_0$  – максимальная длина отвеса каната, м;  $H_0 = H_{шт} + h_{з\gamma} + h_{п} + h'$ , где  $h'$  – высота от верхней приемной площадки до оси копрового шкива и вычисляется, как  $h' = h_c + h_{шт} + 0,75 \cdot R_{кш}$ ,

$h_{шт}$  – высота допустимого по ПБ переподъема сосуда -3 м;

$R_{кш}$  – радиус копрового шкива, предварительно принимается 2,5 м.

Данные выбираемого каната сводятся в таблицу.

Таблица 2

Тип	ГОСТ	Диаметр, $d_k$ , мм	Погонная масса, $p$ , кг/м	$S_{\Sigma}$ , Н
ЛК-РО	7668-80			

Проверка каната по запасу статической прочности

$$k_{ст.факт} = \frac{S_{\Sigma}}{g(Q + Q' + p \cdot H_0)} \geq k_{ст.ПБ}.$$

Если это неравенство не выполняется, то принимается к установке канат с большей погонной массой.

#### 2.4. Расчет и выбор подъемной машины.

Минимальный диаметр барабана подъемной машины  $D_{min} = c \cdot d_k$  мм, где  $c$  – коэффициент кратности -79. Диаметр барабана  $D_b$  принимается стандартный ближайший больший.

Максимальное натяжение струны каната не должно превышать допустимое (паспортное) для выбираемой подъемной машины.

$$F_{ст.мах} = g(Q + Q' + p \cdot H_0) \leq F_{ст.пасп.}$$

Максимальная разность натяжений ветвей канатов не должна превышать допустимое (паспортное) значение для выбираемой подъемной машины.

$$\Delta F_{ст.макс} = F_{ст.макс} - F_{ст.мин} \leq \Delta F_{ст.пасп.},$$

где  $F_{ст.мин} = g(Q' + p \cdot h')$ .

Ширина навивочной части барабана двухбарабанной подъемной машины  $B_n$  определяется, как

$$B_n = \left( \frac{H + h_{зап}}{\pi D_б} + z_{тр} + 1 \right) (d_k + \varepsilon) \text{ мм},$$

где  $h_{зап}$  – длина запаса каната, принимается 30-40 м;

$z_{тр}$  – количество витков трения на барабане, принимается 3-6;

$\varepsilon$  – зазор между соседними витками на барабане, 2-3мм.

Имея эти данные можно выбрать подъемную машину, параметры которой сводятся в таблицу.

Таблица 3

Тип	Диаметр барабана, м	Ширина навивочной части $B$ , м	Максимальное статическое натяжение ветви каната, кН	Максимальная разность статических натяжений ветвей, кН	Предлагаемые передаточные отношения редукторов	Момент инерции барабана подъемной машины $J_б$ , кг·м <sup>2</sup>
2Ц-						

Копровые шкивы выбираются по допустимому диаметру при пропускании каната. Минимальный диаметр копрового шкива подъемной установки  $D_{мин} = c \cdot d_k$  мм, где  $c$  – коэффициент кратности -79. Диаметр копрового шкива  $D_{шк}$  принимается стандартный ближайший больший. Параметры копрового шкива сводятся в таблицу.

Таблица 4

Тип	Диаметр $D_{шк}$ , м	Допустимое усилие на шкиве, кН	Момент инерции $J$ , кг·м <sup>2</sup>

## 2.5. Предварительный выбор подъемного двигателя.

Уточненная максимальная скорость движения подъемного сосуда

$$v_{\max} = \frac{\pi D_0 n_{\text{ном}}}{60 \cdot i_{\text{ред}}}, \text{ м/с},$$

где  $n_{\text{ном}}$  – номинальная частота вращения двигателя, об/мин;

$i_{\text{ред}}$  – передаточное отношение редуктора.

Ориентировочная мощность подъемного двигателя определяется, как

$$N_{\text{ор}} = \frac{\lambda \cdot k \cdot g \cdot Q \cdot v_{\max}}{1000 \cdot \eta_{\text{ред}}} \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{ред}}$  – КПД редуктора, для  $i_{\text{ред}} 10,5$  и  $11,5$   $\eta_{\text{ред}}=0,95$ , при  $i_{\text{ред}}=20$  и  $30$   $\eta_{\text{ред}}=0,90$ .

2.6. Расположение подъемной машины относительно ствола

Высота копра подъемной установки определяется, как

$$h_k = h_{\text{п}} + h_c + h', \text{ м.}$$

Угол наклона струны каната рекомендован в пределах  $\beta=30-45^\circ$ . Тогда длина струны составит  $L_{\text{стр}} = h_k / \sin \beta$ , м.

Определение углов девиации.

Незаполненная часть барабана  $B_0 = B - B_{\text{н}}$ , м.

Линейное отклонение канатов у реборд барабанов от плоскости копровых шкивов:

$$\text{Наружная часть барабана } l_{\text{вн}} = \frac{l_{\text{кш}}}{2} - \frac{l_{\text{реб}}}{2} - B_0, \text{ м.}$$

$$\text{Внутренняя часть барабана } l_{\text{нар}} = B - l_{\text{нар}} - z_{\text{тр}} (d_k + \varepsilon) - B_0, \text{ м}$$

Угол девиации:

$$\text{Наружный } \alpha_{\text{нар}} \leq \arctg \frac{l_{\text{нар}}}{L_{\text{стр}}} \leq 1^\circ 30''.$$

$$\text{Внутренний } \alpha_{\text{вн}} \leq \arctg \frac{l_{\text{вн}}}{L_{\text{стр}}} \leq 1^\circ 30''.$$

2.6. Кинематика подъема.

В курсовом проекте принимается пятипериодная тахограмма выполнение которой удовлетворяет заданной производительности

установки. При расчете тахограммы исходными данными являются высота подъема  $H$ , высота разгрузочных кривых  $h_0$ , ускорения в разгрузочных кривых  $a_0, a_4$  и вне их  $a_1, a_3$ , максимальная скорость подъема  $v_{\max}$ .

Период  $t_0$  движения в разгрузочных кривых

$$\text{Время движения } t_0 = \sqrt{\frac{2h_0}{a_0}}, \text{ с.}$$

Скорость сосуда при выходе из кривых  $v_{\text{вых}} = a_0 t_0$  м/с.

Период  $t_1$  движения при основном ускорении

Время движения в период основного ускорения

$$t_1 = \frac{v_{\max} - v_{\text{вых}}}{a_1}, \text{ с.}$$

Путь, пройденный за время  $t_1$

$$h_1 = \frac{v_{\max} + v_{\text{вых}}}{2} t_1, \text{ м.}$$

Период  $t_4$  движения при замедлении в разгрузочных кривых

Время движения в разгрузочных кривых

$$t_4 = \sqrt{\frac{2h_0}{a_4}}, \text{ с.}$$

Скорость сосуда при входе в кривые  $v_{\text{вх}} = a_4 t_4$  м/с.

Период  $t_3$  движения при основном замедлении

Время движения в период основного замедления

$$t_3 = \frac{v_{\max} - v_{\text{вх}}}{a_3}, \text{ с.}$$

Путь, пройденный за время  $t_3$

$$h_3 = \frac{v_{\max} + v_{\text{вх}}}{2} t_3, \text{ м.}$$

Период  $t_2$  движения с максимальной скоростью.

Путь, пройденный за время  $t_2$



$$h_2 = H - (h_0 + h_1 + h_3 + h_4), \text{ м.}$$

Время движения в период равномерного движения

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{\max}}, \text{ с.}$$

Результаты расчета тахограммы сводятся в таблицу

Таблица 5

Период	$t_0$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$
$t$ , с					
$a$ , м/с <sup>2</sup>					
$h$ , м					

Фактическое чистое время движения в цикле подъема

$$t_{\phi} = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4;$$

$$t_{\phi} \leq t_{\text{дв.}}$$

## 2.7. Динамика подъема

Приведение масс

$$M = Q + Q' + pL_{\kappa} + 2 \frac{J_{\text{кш}}}{R_{\text{кш}}^2} + \frac{J_{\text{б}}}{R_{\text{б}}^2} + \frac{J_{\text{ред}}}{R_{\text{б}}^2} + \frac{J_{\text{ротора}}}{R_{\text{б}}^2} i_{\text{ред}}^2, \text{ кг,}$$

где  $L_{\kappa}$  – полная длина подъемных канатов;

$$L_{\kappa} = 2(H_0 + \pi R_{\text{кш}} L_{\text{стр}} + h_{\text{зап}} + \pi D_{\text{б}} \cdot z_{\text{зап}}), \text{ м.}$$

Расчет и построение диаграммы движущих усилий.

Движущие усилия на валу органа навивки:

- в начале подъема, при  $x=0$ ,  $a = a_0$ ,

$$F_0' = g(kQ + pH) + Ma_0, \text{ кН;}$$

- при выходе скипа из разгрузочных кривых  $x = h_0$ ,  $a = a_0$ ,

$$F_0'' = g[kQ + p(H - 2h_0)] + Ma_0, \text{ кН;}$$

- в начале основного ускорения  $x = h_0$ ,  $a = a_1$ ,

$$F_1' = g[kQ + p(H - 2h_0)] + Ma_1, \text{ кН;}$$

- в конце периода основного ускорения  $x = h_0 + h_1$ ,  $a = a_1$ ,

$$F_1'' = g\{kQ + p[H - 2(h_0 + h_1)]\} + Ma_1, \text{ кН;}$$

- в начале равномерного движения с максимальной скоростью,  $x = h_0 + h_1$ ,  $a = 0$ ,

$$F_2' = g\{kQ + p[H - 2(h_0 + h_1)]\}, \text{ кН;}$$

- в конце равномерного движения,  $x = h_0 + h_1 + h_2$ ,  $a = 0$ ,

$$F_2'' = g\{kQ + p[H-2(h_0 + h_1 + h_2)]\}, \text{ кН};$$

- в начале периода основного замедления,  $x = h_0 + h_1 + h_2$ ,

$$a = -a_3,$$

$$F_3' = g\{kQ + p[H-2(h_0 + h_1 + h_2)]\} - Ma_3, \text{ кН};$$

- в конце периода основного замедления,

$$x = h_0 + h_1 + h_2 + h_3, a = -a_3,$$

$$F_3'' = g\{kQ + p[H-2(h_0 + h_1 + h_2 + h_3)]\} - Ma_3, \text{ кН};$$

- при входе скипа в разгрузочные кривые,

$$x = h_0 + h_1 + h_2 + h_3, a = -a_4,$$

$$F_4' = g\{kQ + p[H-2(h_0 + h_1 + h_2 + h_3)]\} - Ma_4, \text{ кН};$$

- в конце подъема,  $x = H, a = -a_4$ ,

$$F_4'' = g(0,75Q - pH) - Ma_4, \text{ кН};$$

## 2.8. Окончательный выбор подъемного двигателя

Эффективное усилие

$$F_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{\sum F_i^2 \cdot t_i}{T_{\text{эф}}}}, \text{ кН},$$

где

$$\sum F_i^2 \cdot t_i = \frac{F_0'^2 + F_0''^2}{2} t_0 + \frac{F_1'^2 + F_1''^2}{2} t_1 + \frac{F_2'^2 + F_2' F_2'' + F_2''^2}{3} t_2 + \frac{F_3'^2 + F_3''^2}{2} t_3 + \frac{F_4'^2 + F_4''^2}{2} t_4, \text{ кН}^2 \text{ с}$$

$$T_{\text{эф}} = a \cdot (t_0 + t_1 + t_3 + t_4) + t_2 + b \cdot \Theta, \text{ с},$$

коэффициенты выбираются  $a=0,5-0,75, b=0,25-0,33$ ;

$\Theta$  – пауза в цикле подъема, с.

## 2.9. Построение диаграммы мгновенных мощностей на валу барабана и потребляемой из сети

Мгновенная мощность на валу барабана  $N_6 = F \cdot v$

- мощность в начале подъема  $N'_{06} = 0$ ;

- мощность при выходе из разгрузочных кривых

$$N''_{06} = F_0'' v_{\text{вых}}, \text{ кВт};$$

- мощность в начале основного ускорения

$$N'_{16} = F_1' v_{\text{вых}}, \text{ кВт};$$

- мощность в конце периода основного ускорения

$$N''_{16} = F_1'' v_{\text{max}}, \text{ кВт};$$

- мощность в начале равномерного движения с максимальной скоростью

$$N'_{26} = F_2' v_{\text{max}}, \text{ кВт};$$

- мощность в конце периода равномерного движения

$$N''_{26} = F_2'' v_{\text{max}}, \text{ кВт};$$

- мощность в начале периода основного замедления

$$N'_{36} = F_3' v_{\text{max}}, \text{ кВт};$$

- мощность в конце периода основного замедления

$$N''_{36} = F_3'' v_{\text{вых}}, \text{ кВт};$$

- мощность при входе скипа в разгрузочные кривые

$$N'_{46} = F_4' v_{\text{вых}}, \text{ кВт};$$

- мощность на валу барабана в конце подъема

$$N''_{46} = 0.$$

Мгновенная мощность потребляемая из сети  $N_c = \frac{F \cdot v_{\text{max}}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}$ ,

где  $\eta_{\text{ред}}$ ,  $\eta_{\text{дв}}$  – соответственно КПД редуктора и электродвигателя

- мощность потребляемая из сети в начале подъема

$$N_{0c}' = \frac{F_0' \cdot v_{\text{max}}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{ кВт};$$

- мощность потребляемая из сети при выходе из разгрузочных кривых

$$N_{0c}'' = \frac{F_0'' \cdot v_{\text{max}}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{ кВт};$$

- мощность потребляемая из сети в начале основного ускорения

$$N_{1c}' = \frac{F_1' \cdot v_{\text{max}}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{ кВт};$$

- мощность потребляемая из сети в конце периода основного ускорения

$$N_{1C}'' = \frac{F_1'' \cdot v_{\max}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт};$$

- мощность потребляемая из сети в начале равномерного движения с максимальной скоростью

$$N_{2C}' = \frac{F_2' \cdot v_{\max}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт};$$

- мощность потребляемая из сети в конце периода равномерного движения

$$N_{2C}'' = \frac{F_2'' \cdot v_{\max}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт};$$

- мощность потребляемая из сети в начале периода основного замедления

$$N_{3C}' = \frac{F_3' \cdot v_{\max}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт};$$

- мощность потребляемая из сети в конце периода основного замедления

$$N_{3C}'' = \frac{F_3'' \cdot v_{\max}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт};$$

- мощность потребляемая из сети при входе скипа в разгрузочные кривые

$$N_{4C}' = \frac{F_4' \cdot v_{\max}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт};$$

- мощность потребляемая из сети в конце подъема

$$N_{4C}'' = \frac{F_4'' \cdot v_{\max}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}}, \text{кВт}.$$

## 2.10. Расход энергии и КПД подъемной установки

Расход энергии за цикл подъема

$$W_c = \frac{k_c}{3600} \left( \frac{N'_{0C} + N''_{0C}}{2} \cdot t_0 + \frac{N'_{1C} + N''_{1C}}{2} \cdot t_1 + \frac{N'_{2C} + N''_{2C}}{2} \cdot t_2 + \right. \\ \left. + \frac{N'_{3C} + N''_{3C}}{2} \cdot t_3 + \frac{N'_{4C} + N''_{4C}}{2} \cdot t_4 \right), \text{ кВт},$$

где  $k_c = 1,05$  – коэффициент, учитывающий расход энергии на маневровые и вспомогательные операции.

Полезная энергия за цикл подъема

$$W_0 = \frac{gQH}{1000 \cdot 3600}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

КПД подъемной установки

$$\eta_{уст} = \frac{W_0}{W_c}$$

## 2.11. Технико-экономические показатели

Удельный расход энергии на 1 тонну

$$q_T = \frac{gH}{3600\eta_{уст}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

Удельный расход энергии, отнесенный к 1 км

$$q_{т.км} = \frac{q_T}{H(\text{км})}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/т} \cdot \text{км}.$$

Годовой расход электроэнергии

$$W_{год} = \frac{A_{год}}{Q} W_c \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

Стоимость израсходованной электроэнергии

$$C_{эл} = W_{год} \cdot f, \text{ руб/год},$$

где  $f$  – стоимость 1кВт·ч электроэнергии.

Примерный вид диаграмм показан на рис.

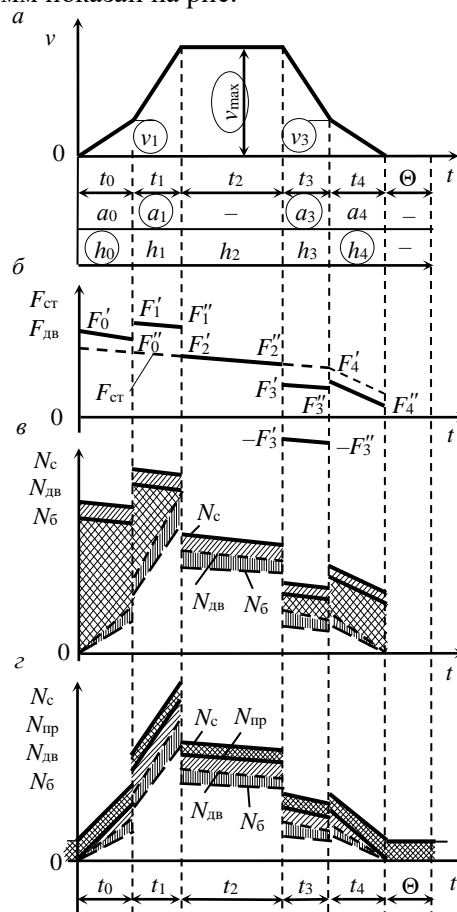
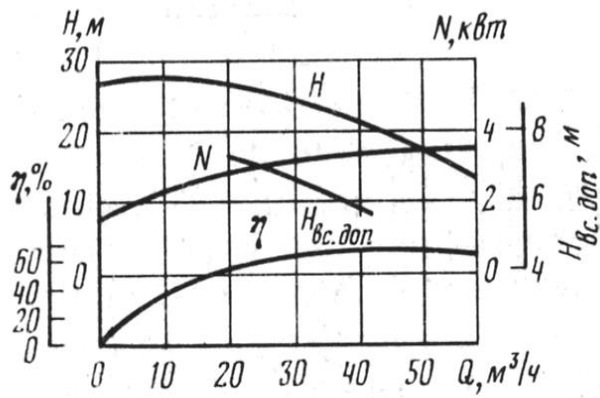


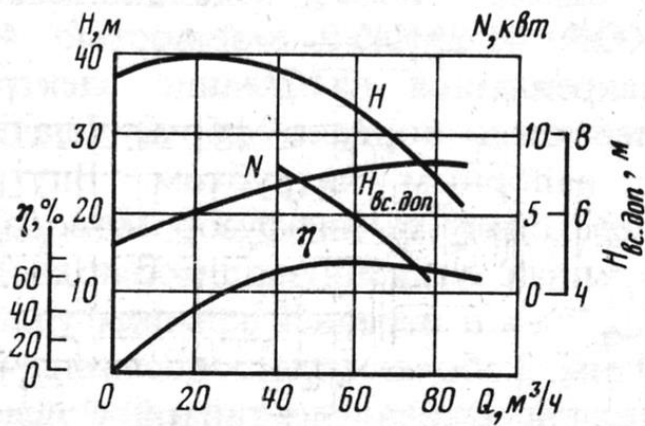
Рис. 19. Диаграммы для скипов с донной

\

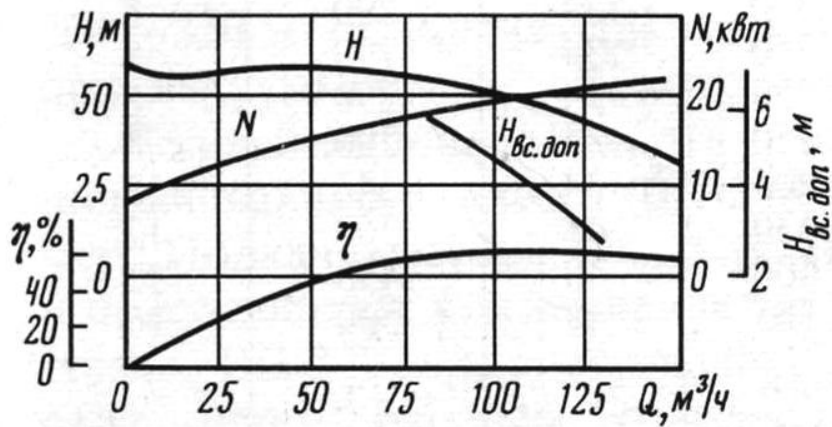
Приложение 1  
Характеристики насосов



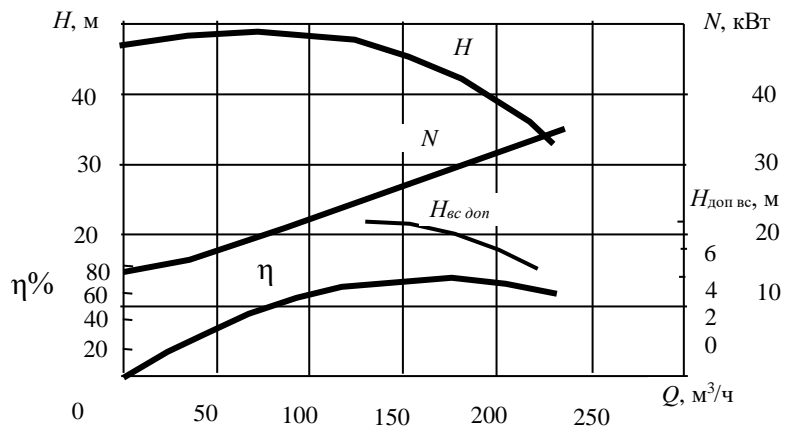
Характеристика насоса ЦНС-38-44 ÷ 220;  $n=2950$  об/мин



Характеристика насоса ЦНС-60-66 ÷ 330;  $n=1450$  об/мин

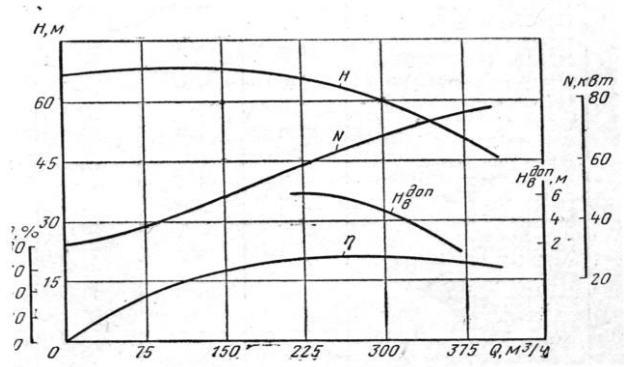


Характеристика насоса ЦНС-105-98 ÷ 490; n=2950 об/мин

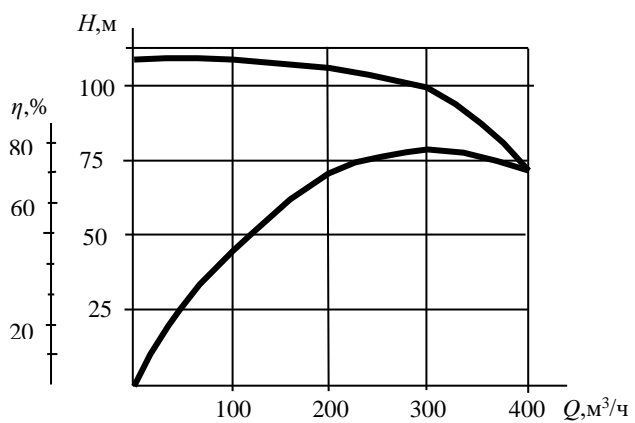


Характеристика насоса ЦНС-180-85 ÷ 425; n=1450 об/мин

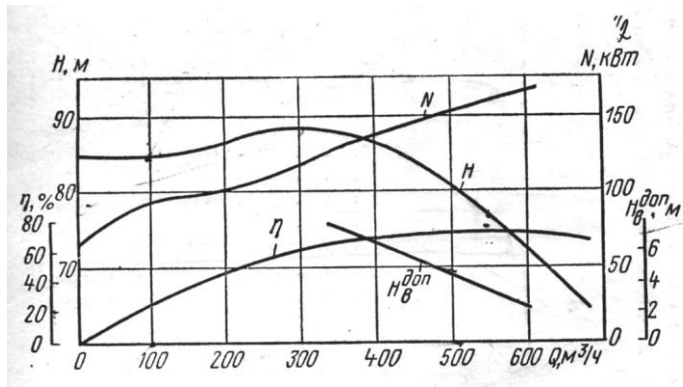




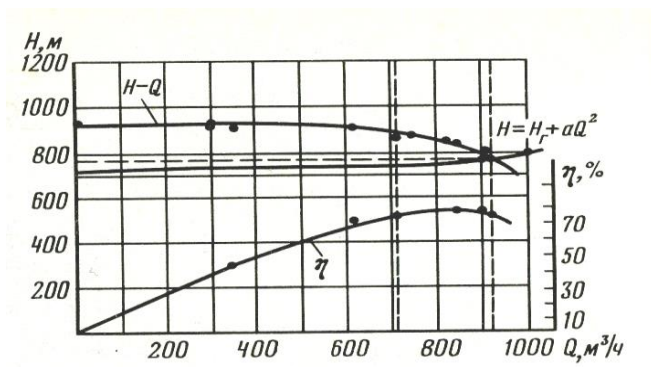
Характеристика насоса ЦНС-300-120 ÷ 600; n=1475 об/мин



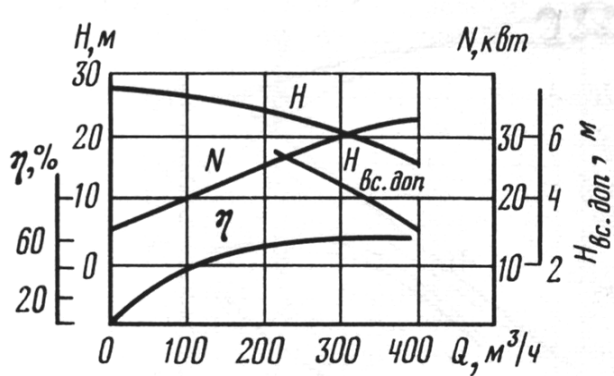
Характеристика насоса  
ЦНС-300-700...1000; n=2950 об/мин



Характеристика насоса ЦНС-500-160 ÷ 800;  $n=1450$  об/мин



Характеристика насоса ЦНС-850-240 ÷ 960;  $n=1450$  об/мин



Характеристика насоса ВП-340-18Л.

Приложение 2  
 Параметры скипов для многоканатных подъемных установок

Тип скипа	Емкость скипа, $\text{м}^3$	Масса полезного груза, кг	Масса скипа с прицепным устройством, кг	Высота скипа с прицепным устройством, м	Высота разгрузочных кривых, м	Общая пауза на загрузку и разгрузку, с	Тип затвора
2СН9,5-2	9,5	8,0	10,9	10,0	2,17	10	Секторн.
1СН11-2	11,0	9,0	11,4	10,5	2,17	11	Секторн.
5СН11-2	11,0	9,0	11,4	9,0	2,17	11	Секторн.
2СН15-2	15,0	12,0	15,2	11,3	2,17	15	Секторн.
2СН20-2	20,0	15,0	19,7	12,8	2,17	20	Секторн.
3СН20-2	20,0	15,0	19,7	11,4	2,40	20	Секторн.
1СН25-2	25,0	20,0	21,2	12,8	2,40	25	Секторн.
1СН35-2	35,0	30,0	30,3	16,5	2,40	30	Секторн.
1СН55-2	55,0	50,0	47,0	-	2,60	50	Секторн.
1СН4-2	4	8,8	8,5	7,19	2,17	10	Клапан.
1СН5-2	5	11	10,5	7,11	2,17	11	Клапан.
1СН7-2	7	16	15,5	9,46	2,4	16	Клапан.
1СН9,5-2	9,5	22	21	9,73	2,4	22	Клапан.
2СН11-2	11	25	24,4	12,76	2,4	25	Клапан.
3СН15-2	15	35	33	16,2	2,6	35	Секторн.
2СН17-2	17	40	38	15,2	2,6	40	Секторн.
2СН21-2	21,5	50	47,5	16,22	2,6	50	Секторн.

Приложение 3  
 Параметры асинхронных электродвигателей

Тип электро- двигателя	Номи- нальная мощность, кВт	Частота враще- ния, об/мин	КПД %	Перегру- зочная способ- ность, $\gamma$	Момент инерции $\text{кг}\cdot\text{м}^2$
1500 об/мин					
AK12-32-4	400	1480	0,925	2,3	25
AK12-41-4	500	1485	0,93	2,7	30
AK1252-4	630	1485	0,935	2,7	35
AK13-46-4	800	1485	0,94	2,4	57,5
AK13-59-4	1000	1485	0,94	2,8	67,5
1000 об/мин					
AK12-35-6	250	980	0,91	2,2	37,5
AK12-39-6	320	985	0,915	2,3	40
AK12-49-6	400	985	0,92	2,2	47,5
AK13-37-6	500	985	0,925	1,9	67,5
AK13-46-6	630	985	0,93	1,9	82,5
AK13-59-6	800	990	0,935	2,1	95
750 об/мин					
AK3-12-35-8	200	735	0,915	2,3	37,5
AK3-12-42-8	250	740	0,922	2,1	40
AK3-12-52-8	320	740	0,926	2,1	47,5
AK3-13-42-8	400	740	0,929	2,0	82,5
AK3-13-52-8	500	740	0,934	2,0	95
AK3-13-62-8	630	740	0,939	2,0	107,5
AKH2-15-57-8	800	735	0,948	2,5	117,5
AKH2-15-69-8	1000	740	0,950	2,5	135
AKH2-16-57-8	1250	740	0,952	2,3	212,5
600 об/мин					
AK3-12-42-10	200	590	0,91	2,4	50
AK3-12-52-10	250	590	0,914	2,3	60
AK3-13-42-10	320	590	0,925	1,9	90
AK3-13-52-10	400	590	0,928	1,8	105
AK3-13-62-10	500	590	0,933	1,9	120
AKH2-15-57-10	630	590	0,945	2,3	130
AKH2-15-69-10	800	590	0,946	2,3	155
AKH2-16-57-10	1000	590	0,947	2,6	260
AKH2-16-69-10	1250	590	0,949	2,6	300
500 об/мин					
AK3-13-42-12	200	490	0,92	2,2	90
AK3-13-52-12	250	495	0,92	2,1	105
AK3-13-62-12	320	495	0,925	2,0	120

AK3-14-41-12	400	495	0,922	2,42	170
AKH2-16-39-12	500	490	0,934	2,3	195
AKH2-16-48-12	630	490	0,938	2,3	225
AKH2-16-57-12	800	490	0,943	2,4	257,5
AKH2-17-48-12	1000	495	0,946	2,3	470
AKH2-17-57-12	1250	495	0,948	2,3	540
375 об/мин					
AKH2-17-23-16	315	365	0,913	2,3	297,5
AKH2-17-27-16	400	365	0,919	2,3	325
AKH2-17-31-16	500	365	0,925	2,3	360
AKH2-17-39-16	630	365	0,933	2,4	420
AKH2-18-36-16	800	370	0,938	2,4	850
AKH2-18-43-16	1000	370	0,941	2,3	975
AKH2-18-53-16	1250	370	0,945	2,4	1125
300 об/мин					
AKH2-17-31-20	315	290	0,912	2,3	370
AKH2-17-39-20	400	290	0,918	2,3	417,5
AKH2-18-27-20	500	290	0,920	2,3	650
AKH2-18-36-20	630	290	0,930	2,3	800
AKH2-18-43-20	800	295	0,933	2,3	875
AKH2-19-33-20	1000	295	0,934	2,5	1790
AKH2-19-41-20	1250	295	0,939	2,4	2000
250 об/мин					
AKH2-18-27-24	315	240	0,911	2,3	1625
AKH2-18-31-24	400	240	0,916	2,3	1750
AKH2-18-36-24	500	240	0,919	2,4	1837,5
AKH2-18-57-24	630	245	0,920	2,5	2100
AKH2-19-33-24	800	245	0,930	2,3	2200
AKH2-19-41-24	1000	245	0,933	2,3	2500
AKH2-19-47-24	1250	245	0,932	2,4	2700

Приложение 4  
Унифицированный ряд головных канатов ЛК-РО ГОСТ 7668-80

Диаметр каната, мм	Погонная масса, кг/м	Суммарное разрывное усилие всех проволок каната при $\sigma_p=1,6 \cdot 10^9$ , Па	Расчетная площадь сечения, мм <sup>2</sup>
25,5	2,495	395500	252,46
27,0	2,800	444500	283,79
29,0	3,215	510000	325,42
33,0	4,155	660000	420,96
34,5	4,550	722500	461,07
36,5	4,965	788500	503,09

39,5	6,080	965500	615,95
42,0	6,750	1070000	683,68
44,5	7,770	1230000	787,38
46,5	8,400	1330000	850,76
50,5	9,940	1575000	1006,85
53,5	11,150	1770000	1131,96
56,0	12,050	1910000	1219,89
58,5	13,000	2060000	1314,56
60,5	14,250	2265000	1446,74
65,0	16,100	2560000	1634,03
68,0	17,700	2810000	1792,62
72,0	19,800	3145000	2008,28

Приложение 5  
 Параметры одноканатных подъемных машин

Типоразмер	Расстояние между барабанами, м	Максимальное натяжение канатов, кН	Максимальная разность статических натяжений канатов, кН	Передаточное число реуктора, i	Момент инерции без редуктора и двигателя, кг·м <sup>2</sup>
Ц-2,5 X 2	-	90	90	11,5; 20; 30	13750
Ц-3 X 2,2	-	140	140	11,5; 20; 30	37500
Ц-3,5 X 2,4	-	200	200	10,5; 11,5; 20; 30	80000
ЦР-3,5 X 3,2/0,8	0,005	200	120	10,5; 11,5; 20; 30	85000
2Ц-1,2 X 0,8	0,16	25	25	20; 30	1250
2Ц 1,6 X 0,8	0,16	40	40	20; 30	2500
2Ц-2 X 1,1	0,16	63	63	20; 30	7500
2Ц-2,5 X 1,2	0,16	90	75	11,5; 20; 30	20000
2Ц-3 X 1,5	0,16	140	90	11,5; 20; 30	52500
2Ц-3,5 X 1,8	0,22	200	180	10,5; 11,5; 20; 30	92500
Ц-4 X 3/0,7	-	250	160	10,5; 11,5; 20	75000
ЦР-5 X 3/0,6	-	280	210	10,5; 11,5	170000
ЦР-6 X 3/0,6	-	360	270	10,5; 11,5	350000
2Ц-4 X 1,8	0,09	220	160	10,5; 11,5; 20	90000
2Ц-4 X 2,3	0,09	250	160	10,5; 11,5; 20	125000
2Ц-5 X 2,4	0,09	280	210	10,5; 11,5	250000
2Ц-5 X 2,8	0,1	560	400	Безредукторная	1100000
2Ц-6 X 2,4	0,09	320	240	10,5; 11,5	500000
2Ц-6 X 2,8	0,1	360	270	10,5; 11,5	625000
2Ц-6 X 2,8у	0,1	560	400	Безредукторная	1600000

Приложение 6

Параметры угольных скипов для одноканатных подъемных установок

Типоразмер	Емкость, м <sup>3</sup>	Грузоподъемность, кг	Масса с прицепным устройством, кг	Высота в положении разгрузки, м	Путь разгрузки, м	Пауза в цикле подъема, с	Расстояние между осями, м
2СН4-1	4	3000	4800	6,47	2,17	5	1,85
2СН5-1	5	4000	5800	7,10	2,17	7	2,10
2СН7-1	7	6000	6400	8,62	2,17	8	2,10
2СН9,5-	9,5	8000	6900	9,52	2,17	10	2,10
11СН11-1	11	9000	7550	9,95	2,17	11	2,10
5СН11-1	11	9000	8050	9,62	2,17	11	2,25
2СН15-1	15	12000	9020	11,00	2,17	15	2,25
1СН20-1	20	15000	10200	14,40	2,17	20	2,25

Приложение 7

Параметры редукторов одноканатных подъемных машин

Типоразмер	Наибольший крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Наибольшая частота вращения, об/мин	Передаточное число, $i$	Момент инерции, приведенный к тихоходному валу, кг·м <sup>2</sup>	Число приводов
ЦДН-130М	120	1000	11,5; 20; 30	2668; 4750; 10068	1
ЦДН-150	200	720	11,5; 20; 30	5500; 8250; 12000	1
ЦДН-170	280	720	10,5; 11,5; 20	10060; 10850; 17875	1
ЦО-16	440	600	10,5; 11,5	14600; 19325	2
ЦД-170	200	600	11,5; 20; 30	7075; 11875; 13475	1
2ЦО-18	320	500	10,5; 11,5	22500; 25000	2
2ЦОН-18	360	500	10,5; 11,5	22500; 25000	2
2ЦО-22	370	500	10,5; 11,5	62500; 70000	2
2ЦОН-22	750	500	10,5; 11,5	62500; 70000	2

Приложение 8

Шкивы копровые одноканатные

Типоразмер	Диаметр		Статическое натяжение каната не более, кН	Момент инерции шкива, кгм <sup>2</sup>
	Шкива, м	Каната, не бо- лее, мм		
ШК-2	2,0	25,0	412	475
ШК-2,5	2,5	31,0	645	1050
ШК-3	3,0	37,0	928	2400
ШК-4	4,0	47,5	1520	8550
ШК-5	5,0	60,0	2460	17875
ШК-6	6,0	60,0	2460	34750



#### Рекомендуемая литература

1. Стационарные машины и установки. Учебное пособие. Изд. СПГГИ, 2002г.
2. Попов В.М. Водоотливные установки. Справочное пособие. М.: Недра, 1990.
3. Алексеев В.В. Стационарные машины. М.: Недра, 1989.
4. Соловьев В.С. Стационарные машины и установки. Шахтные подъемные установки. Учебное пособие. СПб.: Изд. СПГГИ(ТУ), 2006.
5. Правила безопасности в угольных шахтах. М., Недра, 1995.
6. Бежок В.Р., Чайка Б.Н. и др. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. М., Недра, 1988.
7. Соловьев А.С., Соловьев В.С. Автоматизированный электропривод переменного тока шахтных подъемных машин. СПб. Изд. ЛГИ, 1981.
8. Калашников Ю.Т., Католиков В.Е. и др. Электрооборудование шахтных подъемных машин. М.: Недра, 1986.