



Негосударственное частное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Технический университет УГМК»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К ВЫПОЛНЕНИЮ  
ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ**

<b>Специальность</b>	<u>21.05.04 Горное дело</u>
<b>Специализация</b>	<u>Подземная разработка рудных месторождений</u>
<b>Уровень высшего образования</b>	<u>Специалитет</u> <i>(бакалавриат, специалитет, магистратура)</i>
<b>Квалификация выпускника</b>	<u>специалист (горный инженер)</u>

Автор - разработчик: Габбасов Б. М., канд. техн. наук, доцент  
Рассмотрено на заседании кафедры разработки месторождений полезных ископаемых  
Одобрено Методическим советом университета 30 июня 2021 г., протокол № 4

г. Верхняя Пышма  
2021

## Практическая работа №1 «Изучение редуктора с пневмозахватом»

### Цели работы

1. Изучить устройство и конструктивные особенности редуктора с пневмозахватом;
2. Приобрести практические навыки по разборке и сборке редуктора с пневмозахватом;
3. Определить основные параметры редуктора с пневмозахватом.

### Общие сведения

Редуктор с пневмозахватом (см. рисунок 1) – базовый узел станка НКР-100М. Он служит для закрепления остальных узлов, также с его помощью станок можно устанавливать на колонке в необходимом положении.

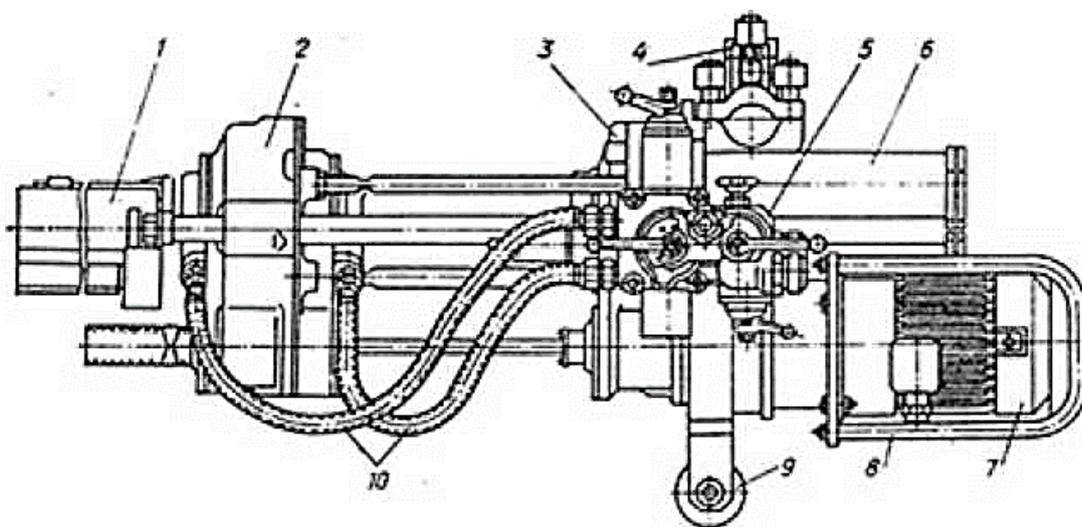


Рисунок 1 – Устройство станка НКР-100М

1 – ограждение штанги; 2 – подающий патрон; 3 – редуктор с пневмозахватом; 4 – кронштейн; 5 – пульт управления; 6 – податчики; 7 – электродвигатель; 8 – кожух двигателя; 9 – каток; 10 – рукава.

Редуктор с пневмовращателем удерживает и вращает ствол штанги, когда подающий патрон разъединяется со штангой для последующего перехвата. Вращатель состоит из двигателя и планетарного редуктора. Конструктивная особенность последнего позволяет получать большие передаточные числа при малом числе зубчатых колес. Вследствие этого уменьшается вес всего оборудования, снижаются вибрации и шум благодаря более оптимальному балансу сил масс, а также снижаются общие габариты оборудования, что немаловажно в подземных условиях.

Основные элементы редуктора с пневмозахватом (рисунок 2) включают в себя: планетарный редуктор, одноступенчатую зубчатую передачу, зажимное устройство, шлицевой вал, концевые клапаны прямого и обратного хода.

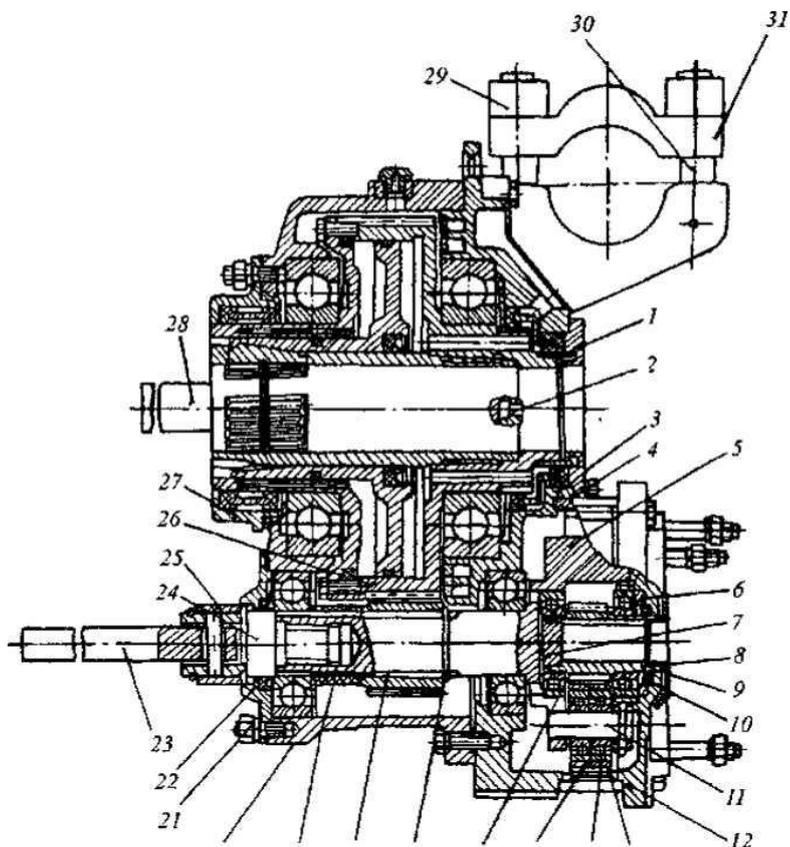


Рисунок 2 – Редуктор с пневмозахватом

Для зажима деталей цилиндрической формы – в нашем случае става буровых штанг – применяется пневмозахват, который может быть выполнен по одной из двух схем (см. рисунок 3).

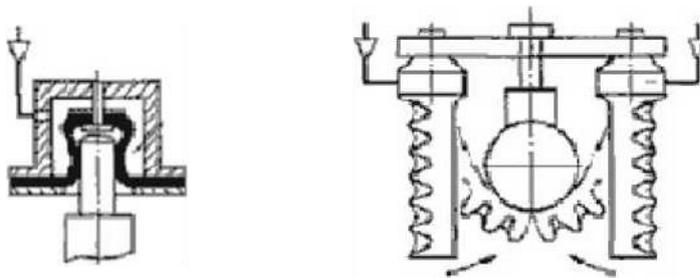


Рисунок 3 – Виды пневмозахватов

Принцип работы пневмозахвата (на рисунке 3, слева) заключается в том, что при подаче воздуха в рабочую камеру упругий цилиндрический колпачок обхватывает шейку вала и создает усилие, достаточное для его зажима.

Пневмозахват (на рисунке 3, справа) работает следующим образом. При создании избыточного давления внутри сильфона гофрированная сторона растягивается на большую длину, чем гладкая, что вызывает перемещение незакрепленной (консольной) стороны трубки в направлении охватываемой детали.

### Определение основных параметров редуктора с пневмозахватом

При использовании планетарной передачи в качестве редуктора один из трёх её основных элементов фиксируется неподвижно, а два других служат в качестве ведущего и ведомого. Таким образом, передаточное отношение будет зависеть от количества зубьев каждого компонента, а также от того, какой элемент закреплён.

Если водило заблокировано, общее передаточное отношение системы будет равно:

$$u_{\text{ред}} = \frac{z_1}{z_3},$$

где  $z_1$  – число зубьев солнечной шестерни (по таблице 1 принимается  $z_1 = 16$ ),  $z_3$  – число зубьев кольцевой шестерни (по таблице 1 принимается  $z_2 = 66$ ).

Если закреплена кольцевая шестерня, а мощность подводится к водилу, передаточное отношение на солнечную шестерню будет меньше единицы и составит:

$$u_{\text{ред}} = \frac{1}{\left(1 + \frac{z_2}{z_3}\right)},$$

где  $z_2$  – число зубьев сателлита (по таблице 1 принимается  $z_2 = 24$ ).

Если закрепить кольцевую шестерню, а мощность подводить к солнечной шестерне, то мощность должна сниматься с водила. В этом случае передаточное отношение будет равно:

$$u_{\text{ред}} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

где  $z_1$  – число зубьев солнечной шестерни;  $z_2$  – число зубьев сателлита;  $z_3$  – число зубьев кольцевой шестерни.

Это самое большое передаточное число, которое может быть получено в планетарной передаче.

Крутящий момент на валу электродвигателя:

$$M_{\text{дв}} = \frac{9950 \cdot N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}$$

где  $N_{\text{дв}}$  — мощность на валу двигателя (по таблице 1  $N_{\text{дв}} = 1,5$  кВт);  $\eta_{\text{дв}}$  — КПД двигателя (по таблице 1  $\eta_{\text{дв}} = 81\% = 0,81$ );  $n_{\text{дв}}$  — частота вращения вала двигателя ( $n_{\text{дв}} = 1425 \text{ м}^{-1} = 85500 \text{ мин}^{-1}$ ).

Крутящий момент на шлицевом валу:

$$M_1 = M_{дв} \cdot u_{ред} \cdot \eta_{ред}$$

где  $u_{ред}$  – передаточное число редуктора (принимается максимальное передаточное число  $u_{ред} = 5,125$ );  $\eta_{ред}$  – КПД редуктора (по таблице 1 принимается  $\eta_{ред} = 0,94$ ).

Угловая скорость на валу двигателя находится по формуле:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_{дв}}{60}$$

Угловую скорость на шлицевом валу редуктора находим по формуле:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{ред}}$$

Угловая скорость на буровой штанге:

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_{пер}}$$

где  $u_{пер}$  – передаточное отношение зубчатой передачи.

Передаточное отношение зубчатой передачи:

$$u_{пер} = \frac{z_5}{z_4}$$

где  $z_4$  – число зубьев шестерни (по таблице 1 принимается  $z_4 = 24$ ;  $z_5$  – число зубьев зубчатого колеса  $z_5 = 96$ ).

Крутящий момент на буровой штанге определяется по формуле:

$$M_2 = M_1 \cdot u_{пер} \cdot \eta_{пер}$$

где  $\eta_{пер}$  – КПД передачи (по таблице 1 принимается  $\eta_{пер} = 0,944$ ).

Таблица 1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры																	
Измеренные (заданные)										Расчетные							
$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$z_5$	$\eta_{дв}, \%$	$n_{дв}, c^{-1}$	$\eta_{ред}, \%$	$\eta_{пер}, \%$	$N_{дв}, кВт$	$u_{ред}$	$u_{пер}$	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$M_{дв}$	$M_1$	$M_2$
16	24	66	24	96	81	1425	0,94	0,944	1,5	5,125	4	8949	1746	437	0,14	0,67	2,7

**Выводы:** в ходе лабораторной работы было изучено устройство и конструктивные особенности редуктора с пневмозахватом станка НКР-100М. Основная его функция – удержание и вращение става штанг. Основным параметром работы данного узла являются крутящий момент на буровой штанге, который, в свою очередь, зависит от крутящего момента на шлицевом валу, передаточного отношения зубчатой передачи и КПД

передачи. Также была определены угловые скорости на валу двигателя, редуктора и на буровой штанге. Результаты расчетов занесены в таблицу 1.

## Практическая работа №2 «Изучение подающего цилиндра бурового станка НКР-100М»

### Цель работы

Изучить принцип работы пневматического податчика НКР-100М и рассчитать основные параметры подающего цилиндра.

### Общие сведения

Поршневые пневмоцилиндры предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в возвратно-поступательное движение штока.

Податчик, показанный на рисунке 4, состоит из поршня 7, навинченного на шток 6 и зафиксированного штифтом 8. Поршень направляется в цилиндре 2 двумя бронзовыми полукольцами 3 и уплотняется двумя резиновыми манжетами 4.

Цилиндр закрывается крышкой 5, к которой приварен палец 9 для закрепления щита. Податчик устанавливается на редукторе с пневмозахватом, в крышке которого находится уплотнение штока. Шток завинчивается в крышку подающего патрона и фиксируется контргайкой 1.

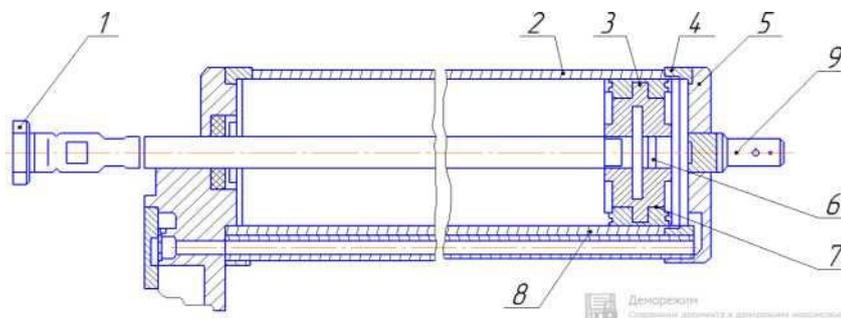


Рисунок 4 – Пневматический податчик

Концевые клапаны предназначены для соединения с атмосферой полостей цилиндров золотника пульта управления, в результате чего, при нажатии на клапан, золотник передвигается в новое положение.

Концевой клапан прямого хода, изображенный на рисунке 5, состоит из клапана 3 с резиновым уплотняющим вкладышем, крышки 1 и пружины 2, прижимающей клапан к седлу 4 с уплотнительным кольцом 5.

Крышка и корпус клапана уплотняются резиновым кольцом. Конец хвостовика клапана находится в полости цилиндра податчика, шток которого уплотняется манжетой

6. Сжатый воздух от пульта управления поступает в полость над клапаном и прижимает его к корпусу.

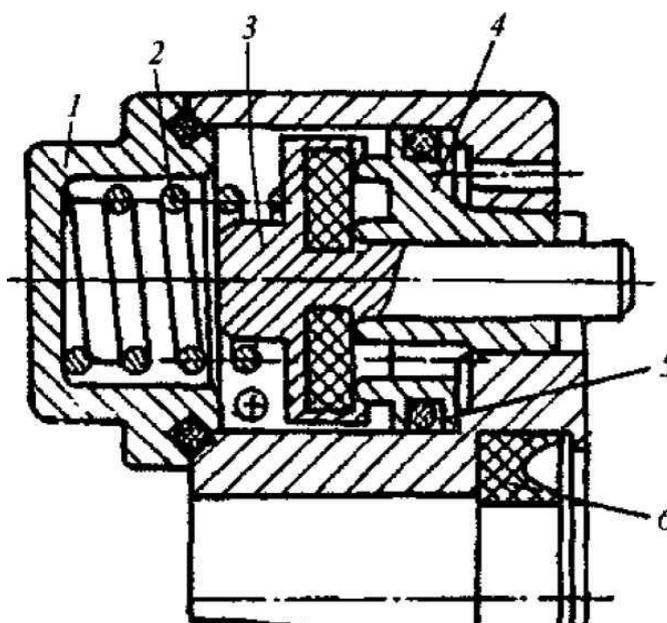


Рисунок 5 – Схема концевого клапана прямого хода

Поршень податчика нажимает на хвостовик клапана, клапан отходит от корпуса, и сжатый воздух выходит в атмосферу.

После переброски золотника поршень податчика отходит, и клапан перемещается под действием пружины, а затем давлением сжатого воздуха прижимается к корпусу клапана.

Клапан обратного хода, изображенный на рисунке 6, предназначен для той же цели, что и клапан обратного хода. Он имеет дополнительное устройство для ускорения его открывания. Открывается клапан подающим патроном, который во время движения вперед нажимает на толкатель 1. В начале нажатия на толкатель, клапан 6 остается закрытым и сжимается только пружина 3, но, когда толкатель упрется непосредственно в гильзу 4, клапан начинает открываться, давление воздуха в полости над клапаном понизится, и под действием сжатой пружины клапан быстро откроется полностью.

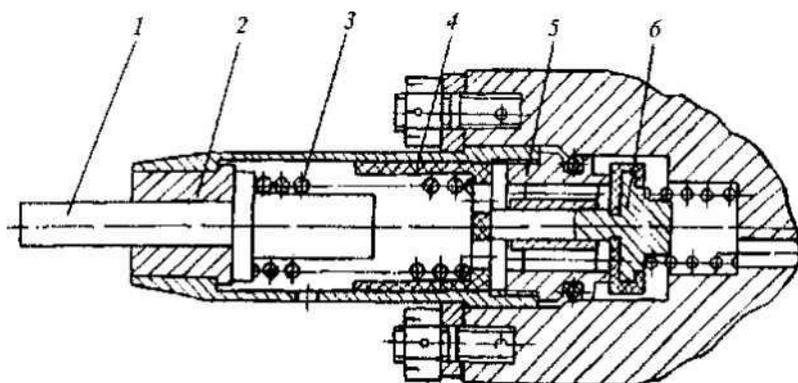


Рисунок 6 – Схема концевого клапана обратного хода

### Расчет основных элементов пневмоцилиндра

Условный проход определяется в зависимости от рабочего давления воздуха.

Площадь условного прохода:

$$S_n = 0,785 \cdot D_{ц},$$

где  $D_{ц}$  – диаметр рабочей камеры цилиндра (по таблице 2 принимается  $D_{ц} = 0,095$  м).

Определяем суммарные потери в аппаратах:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2,$$

где  $\Delta p_1$  – потери давления в вентиле (по таблице 2  $\Delta p_1 = 0,027$  МПа ;  $\Delta p_2$  – потери давления в распределителе (по таблице 2  $\Delta p_2 = 0,03$  МПа).

Определяем коэффициент расхода воздуха:

$$\xi_l = \frac{1}{\sqrt{19,6 \cdot 10^6 \frac{\Delta p}{V_n^2 \cdot \gamma}}},$$

где  $\xi_l$  – коэффициент расхода, определяемый в зависимости от потерь давления в линии подвода воздуха;  $V_n$  – скорость потока воздуха (по таблице 2 принимается  $V_n = 25$  м/с) ;  $\gamma$  – удельный вес потока воздуха (по таблице 2 принимается  $\gamma = 57,6$  Н/м<sup>3</sup>).

Диаметр пневмоцилиндра:

а) при снятии толкающего усилия  $P_{oc}$  выражаем из формулы:

$$D = 0,115 \sqrt{\frac{P_{oc}}{(p_m - p_a)\eta}},$$

где  $p_m$  – минимальное абсолютное давление в магистрали или на выходе клапана (принимается  $p_m = 6 \cdot 10^6$  Па);  $p_a$  – атмосферное давление ( $p_a = 10^5$  Па);  $\eta$  – функция параметра нагрузки (принимается  $\eta = 1$ ).

Выражая  $P_{oc}$  из формулы выше, получаем:

$$P_{oc} = \frac{D_{ц}^2 \cdot (p_m - p_a)\eta}{0,115^2}$$

б) при снятии тянущего усилия:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-2} \cdot P_{тян.ус.}}{\pi(p_m - p_a)\eta}} + d^2,$$

где  $P_{тян.ус.}$  – усилие, необходимое для выжима, кН.

Выражая  $P_{тян.ус.}$  из формулы выше, получаем:

$$P_{\text{тян.ус.}} = \frac{(D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot \pi \cdot (p_{\text{м}} - p_{\text{а}}) \cdot \eta}{4 \cdot 10^{-2}},$$

где  $d_{\text{ш}}$  – диаметр штока (по таблице принимается  $2 d_{\text{ш}} = 0,025$  м).

Определим расход воздуха пневмоцилиндром за один двойной ход поршня.

Расход сжатого воздуха:

$$W_i = \frac{v_n}{t_i} = \frac{S_n L_{\text{хп}}}{t_i},$$

где  $v_n$  – объём поршневой полости, м<sup>3</sup>;  $t_i$  – заданное время движения поршня (по таблице 2 принимается  $t_i = 6$  с);  $S_n$  – площадь поршня;  $L_{\text{хп}}$  – ход поршня ( $L_{\text{хп}} = L_{\text{ц}} = 0,385$  м).

Полезное усилие, передаваемое штоком:

$$R_n = \frac{p \cdot \pi \cdot D^2}{4} - R,$$

где  $p = p_{\text{м}} = 6 \cdot 10^6$  Па;  $R$  – заданное усилие (по таблице 2  $R = 3300$  Н).

Поскольку условие  $R_n > R$  выполняется, усилие на штоке будет обеспечено.

**Выводы:** в ходе лабораторной работы был изучен принцип работы пневматического податчика НКР-100М. Его основное назначение заключается в преобразования энергии сжатого воздуха в возвратно-поступательное движение штока, тем самым создавая толкающее или тянущее усилие. В работе были рассчитаны основные параметры: суммарные потери в аппаратах, коэффициент расхода воздуха, толкающее и тянущее усилия, расход сжатого воздуха, а также полезное усилие, передаваемое штоком. При заданных исходных параметрах усилие на штоке будет обеспечено. Результаты расчетов занесены в таблицу 2.

Таблица 2 – Исходные и рассчитанные данные

2 вариант		
$R, \text{Н}$	Измеренные (заданные)	3300
$\Delta p_1, \text{МПа}$		0,027
$\Delta p_2, \text{МПа}$		0,03
$V_n, \text{м/с}$		25
$\gamma, \text{Н/м}^3$		57,6
$K_n$		1,17
$t_i, \text{с}$		6
$d_{\text{ш}}, \text{м}$		0,025
$D_{\text{ц}}, \text{м}$		0,095
$L_{\text{ц}}, \text{м}$		0,385

$d_{\text{вх}}, \text{ м}$		0,012
$d_{\text{вых}}, \text{ м}$		0,012
$l_{\text{в}}, \text{ м}$		0,412
$S_n, \text{ м}^2$	Расчетные	0,0746
$\Delta p, \text{ МПа}$		0,057
$\xi_{\text{л}}$		0,179
$P_{\text{ос}}, \text{ кН}$		4026,3
$P_{\text{тян.ус}}, \text{ кН}$		3892,4
$W_i, \text{ м}^3/\text{с}$		0,004786

### **Практическая работа №3 «Исследование погружного пневмоударника бурового станка НКР 100М»**

#### **Цели работы**

1. Изучить устройство и конструктивные особенности погружного пневмоударника и принцип его действия;
2. Приобрести практические навыки по разборке и сборке погружного пневмоударника;
3. Определить основные параметры погружного пневмоударника.

#### **Общие сведения**

Погружные пневмоударники предназначены для бурения скважин диаметром от 85 до 160 мм, при ведении буровых работ подземным или открытым способом в породах средней и высокой крепости, в том числе абразивных, трещиноватых и разрушенных. Глубина скважины при пневмоударном бурении может варьировать от 30 до 80 метров, в зависимости от рабочего давления энергоносителя.

Пневмоударник погружной (в комплекте с буровой коронкой) является рабочим органом буровой машины (бурового станка). Он представляет собой пневматический ударный механизм, который имеет клапанную или беззолотниковую систему воздухораспределения с центральным подводом сжатого воздуха в рабочие камеры цилиндра и выхлопом отработанного воздуха через каналы пневмоударника или каналы бурового инструмента, все это преобразует энергию сжатого воздуха в энергию удара.

Пневмоударники погружные клапанного типа работают на сжатой воздушно-водяной (масляной) смеси, а с золотниковым воздухораспределением, могут работать как на воздушной, так и на воздушно-водяной (масляной) смеси.

Принцип действия пневмоударника (рисунок 7): воздушно-водяная смесь, поступающая через переходник 1 с помощью распределительного устройства с кольцевым

клапаном 4, подается через трубку 6 и канал ударника в камеру обратного хода. В камеру прямого хода воздух поступает из-под клапана. Выхлоп осуществляется через окна, находящиеся в цилиндре 2. Воздух для очистки забоя скважины поступает из камеры обратного хода. При снижении усилия подачи долото отходит вперед, открывая блокировочные окна. В этот момент работа ударного механизма прекращается и происходит интенсивная продувка скважины.

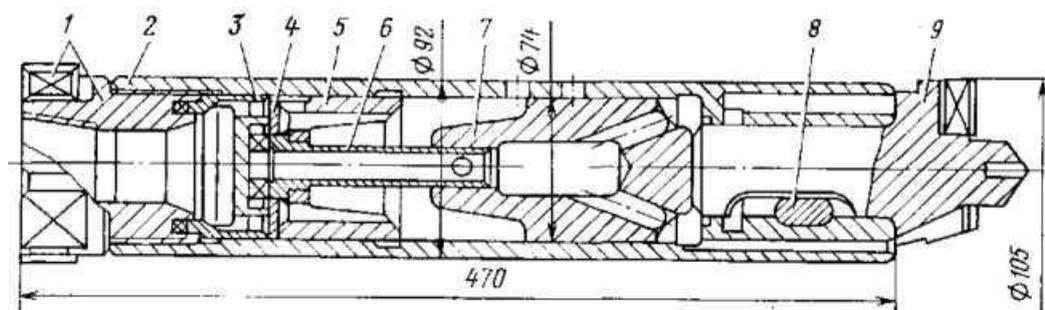


Рисунок 7 – Пневмоударник ПП-105-2,4(M48):

1 – переходник; 2 – цилиндр; 3 – крышка; 4 – клапан; 5 – клапанная коробка; 6 – трубка; 7 – ударник; 8 – шпонка; 9 – долото

Коронка, используемая совместно с пневмоударником, предназначена для осуществления процесса разрушения горной породы в процессе бурения скважин и шпуров. Способ соединения пневмоударников с буровыми коронками может быть байонетным, шпоночным и комбинированным (шлицы, шпонка). Каждый из способов соединения имеет свои особенности и преимущества, и используется на разных типах буримой породы.

В качестве примера рассмотрим один из наиболее распространенных пневмоударников ПП-1054-2,4(M48) (рисунок 7). Он предназначен для бурения взрывных скважин диаметром 105 мм по породам и рудам средней и высокой крепости на подземных горных работах при номинальном давлении 0,5 Мпа. Пневмоударник М48А-01 работает в комплекте с буровыми коронками К-100ВА, К-130 и КНШ-105.

Кроме того, существуют такие модели отечественных пневмоударников как П-105-2,6, М29Т, ПП-105-2,2, П125-2,8 так и зарубежных СОР-42; СОР-62; СОР-6МК2; СОР-4МК.2 («Atlas Copco»).

Для увеличения диаметра скважины в породах средней и высокой крепости применяют расширители, которые идут по предварительно пробуренной скважине с применением пневмоударников при бурении как вверх, так и вниз. Состоят из следующих частей: направляющей по диаметру пробуренной скважины, корпуса расширителя, хвостовика для крепления к пневмоударнику, который может выполняться с байонетным или шлицевым соединением.

На буровых станках НКР-100М применяют различные расширители, в том числе и зарубежных производителей (при изготовлении соответствующих переходных соединений).

Наибольшее распространение получил расширитель Р 155-250 для разбуривания взрывных скважин от 155 до 250 мм. Соединение расширителя с пневмоударником – шлицевое.

### Определение основных параметров погружного пневмоударника

Энергию единичного удара рассчитывают по формуле:

$$A = \frac{m \cdot v^2}{2},$$

где  $m$  – масса ударника (по таблице 3 принимаем  $m = 3$  кг);  $v$  – скорость ударника перед ударом, м/с.

Скорость ударника перед ударом определяют путем измерения времени  $t$  прохождения между фиксированными точками перед ударом после открытия ударником выхлопных отверстий по формуле:

$$v = \frac{s}{t},$$

где  $s$  – расстояние между двумя фиксированными точками (по таблице 3 принимается  $s = 6,3$  см = 0,063 м);  $t$  – время прохождения между фиксированными точками (по таблице 3 принимается  $t = 0,71$  с).

Удельный расход сжатого воздуха  $q$ , м<sup>3</sup>/(с · кВт), определяют по формуле:

$$q = \frac{Q}{N_{уд} + N_{вр}},$$

где  $Q$  – расход воздуха пневмоударника при бурении ( $Q = 10$  м<sup>3</sup>/мин = 0,167 м<sup>3</sup>/с);  $N_{уд}$  – ударная мощность перфоратора, кВт;  $N_{вр}$  – вращательная мощность перфоратора ( $N_{вр} = N_{дв} = 1,5$  кВт).

Ударную мощность перфоратора  $N_{уд}$  рассчитывают по формуле:

$$N_{уд} = A \cdot n_y \cdot 10^{-3}$$

где  $n_y$  – частота ударов (по таблице 3 принимается  $n_y = 10$  с<sup>-1</sup>).

Таблица 3 – Данные для расчета и результаты измерений

Пневмоударник	Измеренные (заданные)					Результаты вычислений			
	$m$ , кг	$S$ , м	$t$ , с	$n_y$ , с <sup>-1</sup>	$Q$ , м <sup>3</sup> /мин	$A$ , Дж	$V$ , м/с	$N_{уд}$ , кВт	$q$ , м <sup>3</sup> /(с · кВт)
	3	0,063	0,71	28	10	0,0118	0,0887	0,00033	0,111

**Выводы:** в ходе лабораторной работы было изучено устройство, конструктивные особенности и принцип действия погружного пневмоударника для НКР-100М. Он представляет собой пневматический ударный механизм, преобразующий энергию сжатого воздуха в энергию удара, посредством которого при помощи буровых штанг и коронок происходит разрушение горной породы. В работе были рассчитаны главные характеристики удара, такие как энергия, скорость, ударная и вращательная мощности, а также расход воздуха, необходимый для работы пневмоударника. Результаты расчетов занесены в таблицу 3.

## **Практическая работа №4 «Расчет теоретической, технической и эксплуатационной производительности бурового станка НКР-100М»**

### **Цель работы**

Рассчитать теоретическую, техническую и эксплуатационную производительность бурового станка с пневмоударником ПП-105-2,4 (М48) (согласно варианту).

Таблица 4 – Исходные данные

№ варианта	Крепость породы $f$	Выход руды с 1 м скважины $\lambda$ , т/м	Стойкость долота на одну заточку $B$ , м	Расстояние между концами скважин $b$ , м	Энергия удара $A$ , Дж	Частота ударов $n$ , $c^{-1}$	Диаметр долота $d$ , мм
Станок НКР-100М, пневмоударник ПП-105-2,4 (М48)							
2	9	25	14	3,5	93,2	28	105

### **Определение основных параметров**

Начальную механическую скорость бурения скважин пневмоударниками (мм/с) можно определить по формуле:

$$v_H = \frac{80 \cdot A \cdot n}{d^2 \cdot f}, \text{ мм/с}$$

где  $A$  – энергия удара (по таблице 4 принимается  $A = 93,2$  Дж);  $n$  – частота ударов (по таблице 4 принимается  $n = 28 \text{ c}^{-1}$ );  $d$  – диаметр долота (по таблице 4 принимается  $d = 105$  мм);  $f$  – коэффициент крепости пород (по таблице 4 принимается  $f = 9$ ).

Механическая скорость бурения пневмоударниками на заданной глубине скважины:

$$v = v_H - \beta L, \text{ м/мин}$$

где  $\beta$  – коэффициент падения скорости бурения с глубиной скважины (принимается в зависимости от глубины скважины по таблице 5);  $L$  – глубина скважины, м.

Таблица 5 – Значения коэффициента  $\beta$  в зависимости от глубины скважины  $L$

№	Глубина скважины $L$ , м	Значения коэффициента $\beta$ , 1/мин
1	10	0,0002
2	20	0,0004
3	30	0,0006
4	40	0,0008
5	50	0,001
6	60	0,0012

Средняя скорость бурения скважин до глубины  $L$ :

$$v_{pc} = v_n - \frac{\beta L}{2}, \text{ м/мин}$$

Время бурения скважины:

$$T_6 = \frac{L}{v_n - \frac{\beta L}{2}}, \text{ мин}$$

Время бурения 1 метра скважины до глубины  $L$ :

$$T_{cp} = \frac{T_6}{L} = \frac{1}{v_n - \frac{\beta L}{2}}, \text{ мин/м}$$

Теоретическая производительность станка:

$$Q = 60 \left( v_n - \frac{\beta L}{2} \right), \text{ м/ч}$$

Техническая производительность:

$$Q_{тех} = \frac{60k_r}{\frac{1}{v_n - \frac{\beta L}{2}} + \left[ \left( \frac{L}{B} + 1 \right) \frac{t_n + t_p}{2l} \right] + \frac{T_3}{B} + \frac{T_{нп} + T_{зб}}{L}}, \text{ м/ч}$$

где  $k_r$  – коэффициент готовности станка (по таблице 6 принимается  $k_r = 0,94$ );  $B$  – стойкость долота на одну заточку (по таблице 7 при  $f=9$  принимается  $B = 12$ );  $t_n$  и  $t_p$  – соответственно, время навинчивания и развинчивания одной штанги (по таблице 6 принимается  $t_n = 0,6$  мин;  $t_p = 0,9$  мин);  $l$  – длина штанги (по таблице 6 принимается  $l = 1,2$  м);  $T_3$  – время замены долота (по таблице 6 принимается  $T_3 = 5$  мин);  $T_{нп}$  – время наведения станка на скважину (по таблице 6 принимается  $T_{нп} = 4$  мин);  $T_{зб}$  – время забуривания скважины (по таблице 6 принимается  $T_{зб} = 1$  мин);  $L$  – глубина скважины, м.

Таблица 6 – Данные для расчета технической и эксплуатационной производительности

№ варианта	$k_r$	$t_n$ , мин	$t_p$ , мин	$l$ , м	$T_z$ , мин	$T_{np}$ , мин	$T_{зб}$ , мин	$T_{см}$ , мин	$T_{пз}$ , мин	$T_{оп}$ , мин	$T_{п}$ , мин
2	0,94	0,6	0,9	1,2	5	4	1	360	18	10	18

Таблица 7 – Стойкость долота на одну заточку в зависимости от крепости

№ п/п	Коэффициент крепости буримых пород	$B$ , м
1	8—10	12
2	10—12	8
3	12—14	6
4	14—16	4
5	16—18	3
6	18—20	2

Производительность бурового станка в тоннах отбитой руды определяется умножением  $Q$  на выход руды с 1 м скважины -  $\lambda$ . Значения основных величин в зависимости от крепости руды приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Зависимость некоторых параметров от крепости руды

Параметры	Коэффициент крепости руды $f$			
	8—10	10—12	12—14	14—16
$V_n$ , мм/мин	120	98	80	65
$\lambda$ , т/м	24	21	17	14
$B$ , м	12	8	6	4
$b$ , м	3,5	3,2	3	2,8

Эксплуатационная производительность станка определяется с учётом простоев станка по организационным причинам:

$$Q_{э} = \frac{(T_{см} - T_{пз} - T_{о.п})k_r}{\frac{1}{V_n - \frac{\beta L}{2}} + \left[ \left( \frac{L}{B} + 1 \right) \frac{t_n + t_p}{2l} \right] + \frac{T_z}{B} + \frac{(T_{np} + T_{зб})m}{mL}}, \text{ м/смену}$$

где  $T_{см}$  – длительность смены (по таблице 6 принимается  $T_{см} = 360$  мин);  $T_{пз}$  – время на подготовительно-заключительные операции (по таблице 6 принимается  $T_{пз} = 18$  мин);  $T_{о.п}$  – время организационных простоев (по таблице 6 принимается  $T_{о.п} = 10$  мин);  $T_{п}$  – время перегона станка (по таблице 6 принимается  $T_{п} = 18$  мин);  $m$  – число скважин в забое.

Для полного веера скважин:

$$m = \frac{2\pi L}{b}, \text{ шт}$$

где  $b$  – расстояние между концами скважин в секторе (по таблице 9 принимается  $b = 3,5$  м).

Таблица 9 – Расстояние между концами скважин в зависимости от крепости

№	Крепость буримых пород, /	Значение $b$ , м
1	8—10	3,5
2	10—12	3,2
3	12—14	3,0
4	14—16	2,8
5	16—18	2,6
6	18—20	2,4

Все рассчитанные значения заносятся в таблицу 10.

Таблица 10 – Результаты расчета параметров станка НКР-100М

Бучнев И.А.			Гд-16104		Вариант №2		
№ п/п	Глубина бурения $L$ , м	Скорость бурения $V$ , м/мин	Средняя скорость бурения $V_{ср}$ , м/мин	Время бурения скважины $T_b$ , мин	Теоретич. производит. станка $Q$ , т/ч	Технич. производит. станка $Q_{тех}$ , т/ч	Эксплуатац. Производит. станка $Q_э$ , т/ч
1	10	2,102	2,103	4,76	3028,3	532	491,8
2	20	2,096	2,100	9,52	3023,9	481,8	444,3
3	30	2,086	2,095	14,32	3016,8	416,7	384,3
4	40	2,072	2,088	19,16	3006,7	362,9	334,8
5	50	2,054	2,079	24,05	2993,7	320,2	295,3
6	60	2,032	2,068	29,01	2977,9	285,9	263,7

На основе данных таблицы построим три графика зависимости: теоретической, технической и эксплуатационной производительности  $Q$  от глубины бурения скважины  $L$ .

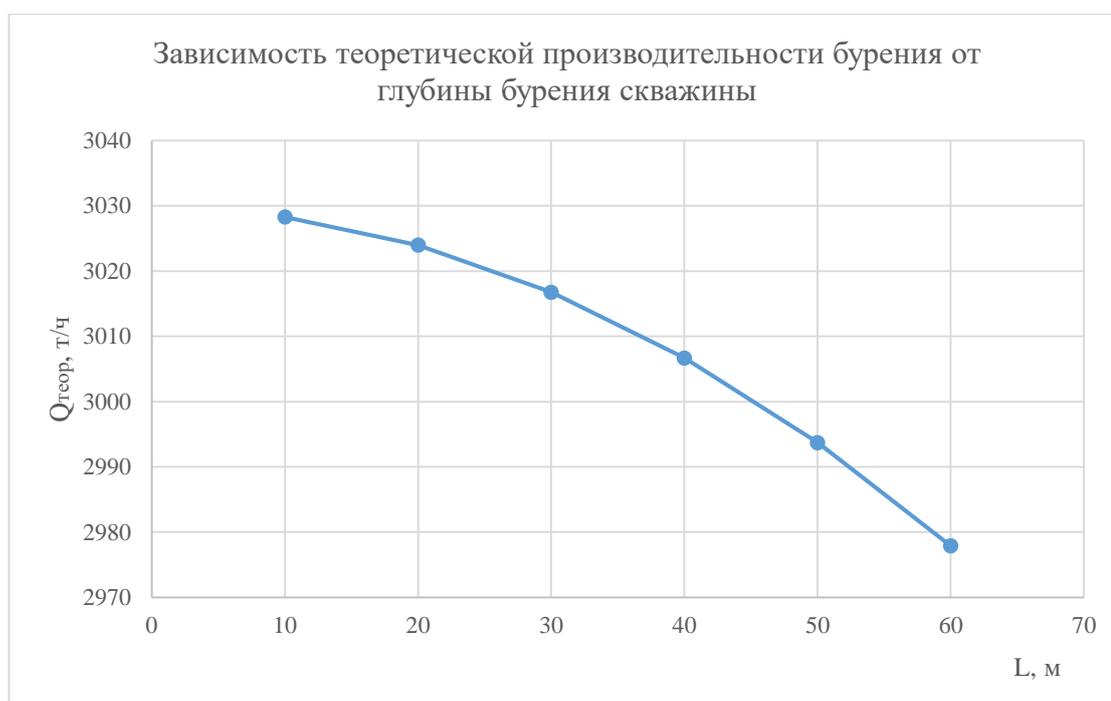


Рисунок 8 – График зависимости теоретической производительности бурения от глубины бурения скважины

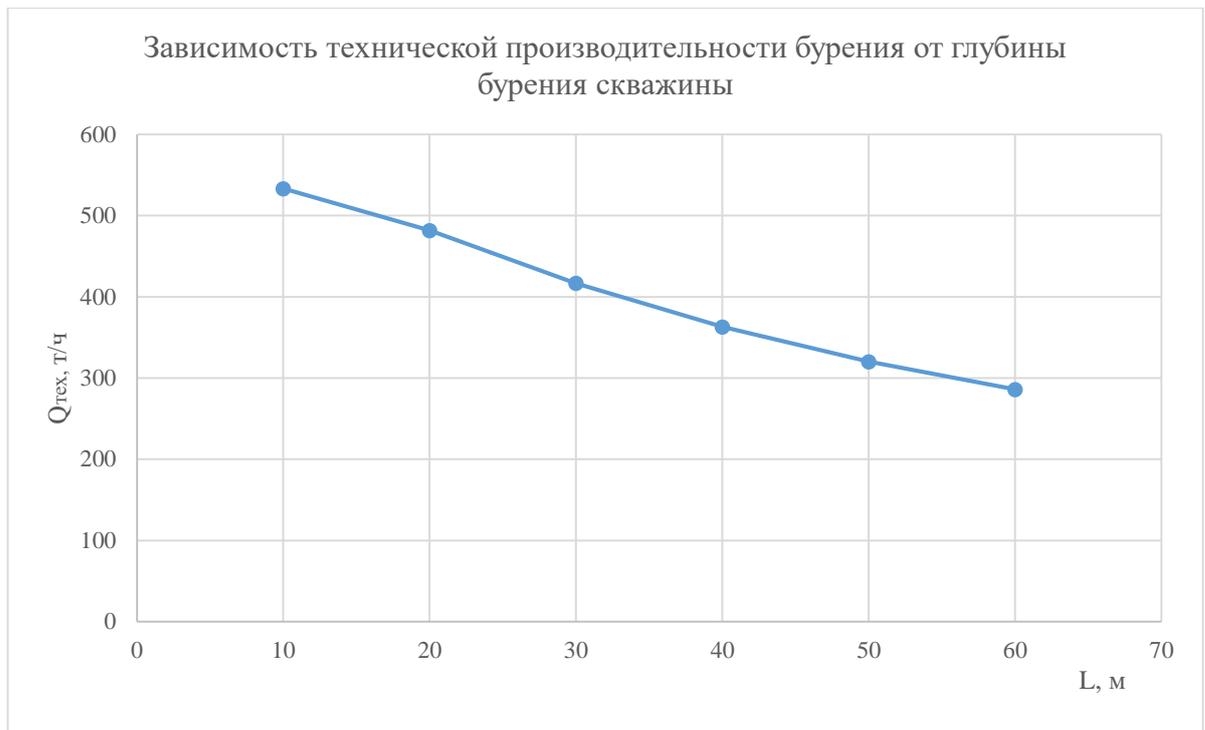


Рисунок 9 – График зависимости технической производительности бурения от глубины бурения скважины

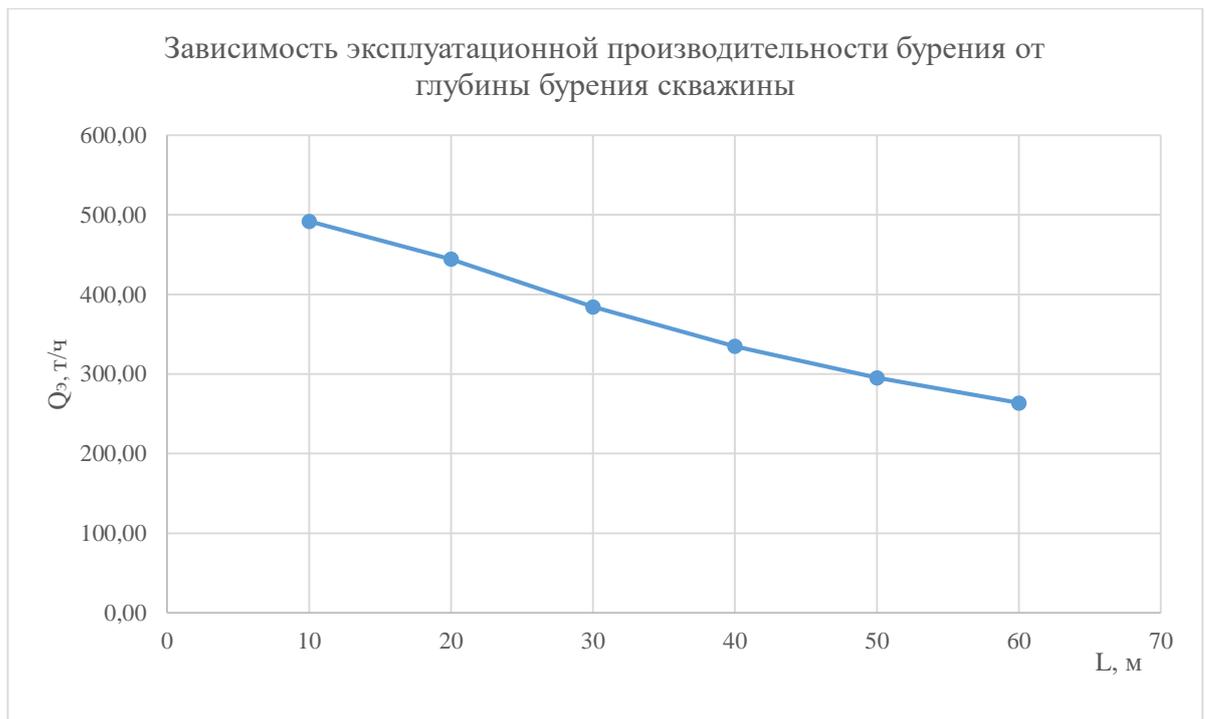


Рисунок 10 – График зависимости эксплуатационной производительности бурения от глубины бурения скважины

**Выводы:** в ходе проведенной работы были рассчитаны теоретическая, техническая и эксплуатационная производительности бурового станка НКР-100М с пневмударником

ПП-105-2,4 (М48) для разной глубины бурения скважин с шагом 10 м. Анализируя данные построенных графиков можно сделать следующие выводы:

1) значения теоретической, технической и эксплуатационной производительности отличаются друг от друга. Это обусловлено числом факторов, которые учитываются при расчете.

Так, теоретическая производительность (рисунок 8) обусловлена только техническими возможностями бурового станка и не учитывает горно-геологические условия. Поэтому её показатели в данном случае принимают наибольшие значения.

Техническая производительность (рисунок 9) – это максимально возможная производительность бурового станка с учетом технически регламентированных простоев. Поэтому её значения меньше чем теоретические, но больше чем эксплуатационные.

Эксплуатационная производительность (рисунок 10) максимально приближена к реальным условиям, т.е. она учитывает организационные и технические простои, а также горно-геологические условия работы бурового станка. Этим обуславливается наименьшая в данном случае величина её показателей.

2) во всех рассмотренных случаях производительность бурового станка уменьшается с увеличением глубины бурения скважины, т.е. имеет место быть обратная зависимость между  $Q$  и  $L$ . Это объясняется снижением скорости бурения при возрастании глубины скважин.

Производительность бурильных машин ударно-вращательного действия определяется начальной механической скоростью бурения, затратами времени на спускоподъемные операции, стойкостью долота, числом скважин в веере, временем передвижения станка с одного веера на другой и т.п. Поэтому для увеличения производительности бурового станка НКР-100М необходимо по возможности сокращать технические и организационные простои путем проведения регулярных плановых ремонтов основных узлов и использования труда высококвалифицированных специалистов. Также немаловажным фактором будет качество используемых расходных материалов (буровых коронок).