

НЕФТЕЮГАНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ КОЛЛЕДЖ
(филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования «Югорский государственный университет»

Методические указания
по выполнению практических работ

ОП.07. Технологическое оборудование

специальность

15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования
(по отраслям)

Рассмотрены
предметной (цикловой)
комиссией СТД
Протокол № 1 от 10.09.2020г.
Председатель ПЦК Шарипова И.А. Шарипова

Утверждены
заседанием методсовета
Протокол № 1 от 17.09.2020
Председатель методсовета
Савватеева Н.И. Савватеева

Методические указания по выполнению практических работ по ОП.07. Технологическое оборудование разработаны в соответствии с ФГОС по специальности среднего профессионального образования 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям).

Организация-разработчик: Нефтеюганский индустриальный колледж (филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования "Югорский государственный университет"

Разработчик: Шарипова И.А. – преподаватель НИК (филиала) ФГБОУ ВО "ЮГУ"

Содержание

	стр.
Пояснительная записка	5
1 Основные положения	5
1.1 Цели и задачи практических работ	5
1.2 Требования к оформлению практических работ	6
1.3 Отчет по выполненной практической работе	7
1.4 Критерии оценки практической работы	7
2 Карта практических работ обучающихся	9
3 Практические работы	11
Практическая работа № 1 Определение вертикальных нагрузок на буровую вышку. Выбор буровой установки	11
Практическая работа № 2 Расчет оттяжек для закрепления буровой вышки	14
Практическая работа № 3 Расчет ноги вышки на прочность	18
Практическая работа № 4 Выбор талевого каната по разрывному усилию. Определение нагрузки на ось кронблока талевой системы	22
Практическая работа № 5 Выбор оборудования и оснастки талевой системы по максимальной нагрузке на крюке. Проверочный расчет талевого каната на прочность	26
Практическая работа № 6 Кинематический расчет буровой лебедки ...	30
Практическая работа № 7 Определение средней скорости подъема бурового крюка и грузоподъемности буровой лебедки	35
Практическая работа № 8 Определение усилия в рукоятке ленточного тормоза. Проверочный расчет тормозных лент	38
Практическая работа № 9 Кинематический расчет ротора	43
Практическая работа № 10 Статические нагрузки на стол ротора	46
Практическая работа № 11 Построение графика подачи двухцилиндрового насоса двухстороннего действия	49
Практическая работа № 12 Определение коэффициента подачи и мощности привода насоса	53
Практическая работа № 13 Определение энергетических параметров турбобуров при разных режимах работы и построение их характеристик	57
Практическая работа № 14 Расчет количества опор турбобура	60
Практическая работа № 15 Определение объема воздухоотборника	64
Практическая работа № 16 Определение крутящего момента, передаваемого шинно-пневматической муфтой	67
Практическая работа № 17 Определение размеров цилиндра гидропривода	70
Практическая работа № 18 Изучение кинематических схем и технических характеристик буровых установок для структурно-поискового бурения .	74
Практическая работа № 19 Построение рабочей характеристики и определение рабочей точки насоса	81
Практическая работа № 20 Уравновешивание станка-качалки	90
Практическая работа № 21 Расчет основных параметров компрессора по ступеням сжатия	95
Список литературы	100

Приложения	102
Приложение А Масса одного погонного метра утяжеленных бурильных труб (УБТ)	102
Приложение Б Масса одного погонного метра бурильных труб (БТ)	102
Приложение В Параметры буровых установок Уралмашзавода	103
Приложение Г ГОСТ 3064-80 Канат одинарной свивки типа ТК конструкции 1x37 (1+6+12+18). Сортамент	104
Приложение Д ГОСТ 16853-88 Канаты стальные талевые для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Технические условия	105
Приложение Е Основные размеры и ориентировочные расчетные параметры упорно-радиальных шарикоподшипников	105
Приложение Ж Параметры шинно-пневматических муфт	106
Приложение И Средний вес одного погонного метра насосных штанг в воздухе	106

Пояснительная записка

Методические указания по выполнению практических работ (далее – МУ) составлены в соответствии с рабочей программой ОП.07 Технологическое оборудование.

Содержание методических указаний соответствует требованиям Федерального государственного стандарта среднего профессионального образования по специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям).

Перечень практических работ соответствует тематическому плану и содержанию рабочей программы дисциплины ОП.07 Технологическое оборудование.

Методические указания рассчитаны на 60 часов и включают в себя 23 практические работы.

Цель методических указаний: организовать самостоятельную деятельность обучающихся при проведении практических работ.

1 Основные положения

1.1 Цели и задачи практических работ

Цель практических работ: привитие умений и навыков практической деятельности по изучаемой дисциплине.

Основными задачами практических работ являются:

- систематизация и конкретизация теоретических знаний по соответствующей дисциплине;
- приобретение навыков использования алгоритмов ведения самостоятельной исследовательской работы, включая анализ необходимой информации;
- формирование у обучающихся системного мышления через определение целей и постановку задач работы и навыков ведения практической работы;
- развитие у обучающихся логического мышления и умения аргументировано излагать мысли при изложении практических примеров решения поставленной задачи, умения формулировать выводы.

В процессе выполнения практических работ у обучающихся также развиваются и формируются необходимые умения и практический опыт:

уметь:

- читать кинематические схемы;
- определять параметры работы оборудования и его технические возможности;

знать:

- назначение, область применения, устройство, принципы работы оборудования;
- технические характеристики и технологические возможности промышленного оборудования;
- нормы допустимых нагрузок оборудования в процессе эксплуатации.

Выполнение предложенных практических работ способствует формированию профессиональных (ПК) и общих компетенций (ОК) компетенций:

ОК.1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК.2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК.3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК.4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК.5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК.6. Работать в коллективе и в команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК.7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), за результат выполнения заданий.

ПК 1.1. Руководить работами, связанными с применением грузоподъемных механизмов при монтаже и ремонте промышленного оборудования.

ПК 1.2. Проводить контроль работ по монтажу и ремонту промышленного оборудования с использованием контрольно-измерительных приборов.

ПК 1.3. Участвовать в пуско-наладочных работах и испытаниях промышленного оборудования после ремонта и монтажа.

ПК 1.4. Выбирать методы восстановления деталей и участвовать в процессе их изготовления.

ПК 1.5. Составлять документацию для проведения работ по монтажу и ремонту промышленного оборудования.

ПК 2.1. Выбирать эксплуатационно-смазочные материалы при обслуживании оборудования.

ПК 2.2. Выбирать методы регулировки и наладки промышленного оборудования в зависимости от внешних факторов.

ПК 2.3. Участвовать в работах по устранению недостатков, выявленных в процессе эксплуатации промышленного оборудования.

ПК 2.4. Составлять документацию для проведения работ по эксплуатации промышленного оборудования.

Каждая работа содержит тему и цель практической работы, пошаговую инструкцию и задания для выполнения практической работы, которые четко отражают приобретение необходимых умений и практического опыта согласно требованиям ФГОС СПО.

При подготовке к работе обучающийся должен знать основную учебную литературу согласно программе дисциплины по теме, которая рассматривается, а так же литературу специальную по конкретному занятию.

1.2 Требования к оформлению практических работ

Практические работы выполняются в ученической тетради в клетку. На обложке тетради должны быть указаны название учебной дисциплины и индивидуальный вариант по списку в журнале.

При оформлении практической работы записывается: дата выполнения работы, наименование практической работы, цель работы и задания. Задания практической работы переписывать полностью.

Записи выполняются пастой черного или фиолетового цвета, четко и разборчиво.

При необходимости записи сопровождать схемами, рисунками, таблицами.

При выполнении расчетов, вначале записать формулу и затем числовые вычисления. Результаты вычислений должны содержать размерности вычисляемых величин.

Выполнение расчетов и их запись должны носить последовательный характер. Не допускается подставлять в формулу значения какой-либо величины, а ниже производить ее вычисления.

Графическая часть практической работы выполняется аккуратно, с использованием чертежных инструментов. На графиках должны быть четко указаны названия осей координат, масштаб и размерности величин.

Все рисунки и схемы должны быть пронумерованы в порядке их расположения и подписаны.

В конце работы необходимо дать письменные ответы на контрольные вопросы.

При оформлении заданий практической работы должна соблюдаться следующая последовательность:

1. Задание практической работы.
2. Исходные данные для решения задачи.
3. Изложение хода решения задачи с пояснениями.
4. Ответы на контрольные вопросы.

1.3 Отчет по выполненной практической работе

Преподаватель принимает выполненную обучающимися практическую работу в индивидуальном порядке. Практическая работа считается выполненной, если по результатам защиты была получена положительная оценка. При оценке работы «Неудовлетворительно» работа считается невыполненной.

Если обучающийся имеет пропуски практических работ по уважительной или неуважительной причине, то выполняет работу самостоятельно во внеурочное время.

Для получения оценки за промежуточную аттестацию, необходимо выполнение всех практических работ, указанных в «Карте практических работ» (пункт 2 данных методических указаний).

1.4 Критерии оценки практической работы

Практические работы оцениваются преподавателем, исходя из следующих критериев успешности работ.

Критерии оценки выполнения практических работ

Оценки	Критерии
Отлично	<ul style="list-style-type: none">• работа выполнена полностью;• оформление в соответствии с требованиями, аккуратно, разборчиво;• в решении задач нет ошибок, допускается 1-2 исправления, вычисляемые величины содержат соответствующие размерности;• научно грамотно, логично сформулированы выводы;• ответы на поставленные вопросы даны правильно, в полном объеме, обоснованно, с использованием терминологии.

Хорошо	<ul style="list-style-type: none"> • работа выполнена полностью; • оформление в соответствии с требованиями, аккуратно, разборчиво; • в решении задач допускаются негрубые ошибки или недочеты в расчетах, исправленные самим обучающимся или преподавателем, допускается более 2 исправлений, вычисляемые величины содержат соответствующие размерности; • выводы сделаны неполные; • при ответе на поставленные вопросы допускаются несущественные ошибки в изложении материала.
Удовлетворительно	<ul style="list-style-type: none"> • работа выполнена не полностью (но не менее 50 %); • в оформлении много исправлений; • расчеты сделаны с негрубыми ошибками, расчеты выполнены с помощью преподавателя или других обучающихся, в размерностях вычисляемых величин допущены ошибки; • были допущены ошибки в формулировании выводов; • при ответе на поставленные вопросы материал изложен в не полном объеме.
Неудовлетворительно	<ul style="list-style-type: none"> • работа выполнена не полностью (менее 50 %); • оформление работы не соответствует требованиям; • расчеты не произведены или произведены с грубыми ошибками; • выводы сформулированы неверно или отсутствуют; • нет ответов на поставленные вопросы или не полностью изложен материал.

Критерии ошибок

К грубым ошибкам относятся ошибки, которые обнаруживают незнание обучающимися формул решения задач; незнание приемов решения задач; незнание размерности вычисляемых величин, а также вычислительные ошибки.

К негрубым ошибкам относятся описки при решении задач (была допущена описка, но при этом решение верное).

К недочетам относятся: нерациональное решение, недостаточность или отсутствие пояснений, обоснований в решениях.

2 Карта практических работ обучающихся

№ работы	Наименование темы	Наименование практической работы	Часы	ОК, ПК
1	Раздел 1. Буровые машины и комплексы <i>Тема 1.2. Буровые вышки и сооружения</i>	Практическая работа № 1 Определение вертикальных нагрузок на буровую вышку. Выбор буровой установки.	4	ОК 1,2,3 ПК 2.2, 2.4
2		Практическая работа № 2 Расчет оттяжек для закрепления буровой вышки.	2	ОК 1,2,3 ПК 2.2
3		Практическая работа № 3 Расчет ноги вышки на прочность.	4	ОК 1,3,4 ПК 1.1
4	<i>Тема 1.3. Талевая система</i>	Практическая работа № 4 Выбор талевого каната по разрывному усилию. Определение нагрузки на ось кронблока талевой системы.	2	ОК 1,3,4 ПК 1.1
5		Практическая работа № 5 Выбор оборудования и оснастки талевой системы по максимальной нагрузке на крюке. Проверочный расчет талевого каната на прочность.	2	ОК 1,2,4 ПК 2.2
6	<i>Тема 1.4. Буровые лебедки</i>	Практическая работа № 6 Кинематический расчет буровой лебедки.	4	ОК 1,4 ПК 2.2
7		Практическая работа № 7 Определение средней скорости подъема бурового крюка и грузоподъемности буровой лебедки.	4	ОК 1,3,4 ПК 1.1, 2.2
8		Практическая работа № 8 Определение усилия в рукоятке ленточного тормоза. Проверочный расчет тормозных лент.	2	ОК 1,4 ПК 2.2, 2.3
9	<i>Тема 1.5. Роторы</i>	Практическая работа № 9 Кинематический расчет ротора.	2	ОК 1,3 ПК 2.2
10		Практическая работа № 10 Статические нагрузки на стол ротора.	2	ОК 1,3 ПК 1.1
11	<i>Тема 1.7. Буровые насосы</i>	Практическая работа № 11 Построение графика подачи двухцилиндрового насоса двухстороннего действия.	4	ОК 1,4 ПК 2.2
12		Практическая работа № 12 Определение коэффициента подачи и мощности привода насоса.	2	ОК 1,3,4 ПК 2.2
13	<i>Тема 1.8. Забойные двигатели</i>	Практическая работа № 13 Определение энергетических параметров турбобуров при разных режимах работы и построение их характеристик.	2	ОК 1,4 ПК 2.2
14		Практическая работа № 14 Расчет количества опор турбобура.	2	ОК 1,3,4 ПК 2.2

15	<i>Тема 1.11. Системы управления механизмами буровых установок</i>	Практическая работа № 15 Определение объема воздухоборника.	2	ОК 1,3,4 ПК 2.2
16		Практическая работа № 16 Определение крутящего момента, передаваемого шинно-пневматической муфтой.	2	ОК 1,3,4 ПК 2.2
17	<i>Тема 1.14. Силовые приводы буровых установок</i>	Практическая работа № 17 Определение размеров цилиндра гидропривода.	2	ОК 1,3,4 ПК 2.2
18	<i>Тема 1.17. Буровые установки для глубокого и структурно-поискового бурения</i>	Практическая работа № 18 Изучение кинематических схем и технических характеристик буровых установок для структурно-поискового бурения.	2	ОК 1,2,4 ПК 1.1,2.2
19	<i>Тема 2.1. Насосы</i>	Практическая работа № 19 Построение рабочей характеристики и определение рабочей точки насоса.	2	ОК 1,3,4 ПК 2.2
20	<i>Тема 2.3. Оборудование для штанговой насосной эксплуатации скважин</i>	Практическая работа № 20 Уравновешивание станка-качалки.	2	ОК 1,3,4 ПК 2.2
32	<i>Тема 2.5. Компрессоры</i>	Практическая работа № 23 Расчет основных параметров компрессора по ступеням сжатия.	2	ОК 1,3,4 ПК ПК 2.2
Итого			52	

3. Практические работы

Практическая работа № 1

Определение вертикальных нагрузок на буровую вышку. Выбор буровой установки.

1. Цель работы:

1.1. Научиться выбирать буровую установку в зависимости от конкретных условий бурения.

1.2. Научиться определять вертикальные нагрузки на вышку.

2. Общие теоретические сведения

Исходными данными при выборе буровой установки (БУ) являются *проектная глубина и конструкция скважины*.

Выбор буровой установки производится исходя из параметров:

– максимальная грузоподъемность, характеризует предельно допустимые значения нагрузки на крюке, которое не может быть превышено при выполнении любых технологических операций в процессе всего цикла строительства скважины;

– рекомендуемая глубина бурения скважины в каждом конкретном случае может отличаться от указанного в рекомендациях.

Однако во всех случаях должно соблюдаться условие:

$$G_{б.к.маx} \leq (H_{рек} + 0,1 \cdot H_{рек}) \cdot 300,$$

где $G_{б.к.маx}$ – максимальный вес бурильной колонны;

$H_{рек}$ – рекомендуемая глубина бурения;

300 – вес 1м бурильных труб, Н/м.

Тип привода выбирается в зависимости от конкретного региона.

Существует 3 вида нагрузок действующих на вышку:

Постоянные нагрузки – действуют от веса вышки и веса оборудования, установленного на ней.

Эксплуатационные нагрузки – это переменные нагрузки, которые возникают в процессе бурения скважины.

Ветровые нагрузки – это переменные нагрузки, зависящие от скорости ветра.

Все перечисленные нагрузки создают вертикальные и горизонтальные усилия.

Вертикальные усилия создаются нагрузкой на крюк, весом самой вышки и оборудования установленного на вышке, а также натяжением подвижного и неподвижного концов талевого каната.

Горизонтальные усилия создаются горизонтальными составляющими от подвижного и неподвижного концов талевого каната и наклонно установленных за пальцем магазина свечей, а также от действия ветра.

3. Задание

По заданным исходным данным произведите расчет и выбор класса буровой установки для сооружения конкретной конструкции скважины. Район буровых работ электроэнергией не обеспечен. Исходные данные взять из таблицы 1.1 в соответствии с вариантом. Определить максимальную вертикальную нагрузку на вышку для данных условий.

Исходные данные:

– глубина бурения H ;

– диаметр эксплуатационной колонны d_3 ;

– масса одного метра обсадной трубы под эксплуатационную колонну q_3 ;

– наружный диаметр УБТ $d_{убт}$;

- диаметр отверстия УБТ $d_{0,убт}$;
- длина УБТ $h_{убт}$;
- условный диаметр БТ $d_{бт}$;
- толщина стенки БТ $s_{бт}$.

4 Последовательность выполнения работы

1. Произвести расчет массы обсадной колонны по формуле:

$$Q_3 = H \cdot q_3 .$$

3. Определить из таблицы Приложения А вес 1 метра УБТ $q_{убт}$ и из таблицы Приложения Б вес 1 метра БТ $q_{бт}$ для бурильной колонны.

4. Произвести расчет массы бурильной колонны по формуле:

$$Q_6 = h_{убт} \cdot q_{убт} + (H - h_{убт}) \cdot q_{бт} .$$

5. Произвести расчет максимальных нагрузок на крюке с учетом расхаживания:

– от массы бурильной колонны $P_{кр}^I = 1,25 \cdot Q_6 \cdot g$;

– от массы обсадной колонны $P_{кр}^{II} = 1,15 \cdot Q_3 \cdot g$,

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

6. По максимальному значению из $P_{кр}^I$ и $P_{кр}^{II}$ и с учетом условий бурения подобрать из таблицы Приложения В буровую установку. Для выбранной буровой установки записать следующие параметры:

- шифр буровой установки с расшифровкой;
- допускаемая нагрузка на крюке, кН;
- условная глубина бурения, м;
- оснастка;
- тип привода.

7. Определить вес постоянно поднимаемого оборудования во время спуско-подъемных операций $G_{тс}$, (сюда относится вес элеватора со штропами, талевого блока, крюка и талевого каната) по приближенной формуле:

$$G_{тс} = 0,06 \cdot P_{кр \max} .$$

8. Определить натяжение ходового конца каната во время подъема колонны $P_{хк}$ по упрощенной формуле:

$$P_{хк} = (P_{кр \max} + G_{тс}) / (n \cdot \eta_{тс}) ,$$

где n – количество рабочих струн оснастки талевого блока,

$\eta_{тс}$ – коэффициент полезного действия талевого блока, зависящий в основном от оснастки, $\eta_{тс} = 0,85$.

9. Определить натяжение неподвижного конца каната во время подъема колонны $P_{нк}$ по упрощенной формуле:

$$P_{нк} = (P_{кр \max} + G_{тс}) \cdot \eta_{тс} / n .$$

10. Определить вертикальную нагрузку, действующую на вышку по формуле:

$$P_{в} = (P_{кр \max} + G_{тс}) \cdot K_{д} + P_{хк} + P_{нк} ,$$

где $K_{д}$ – коэффициент динамичности, $K_{д} = 1,15 \dots 1,35$.

11. По результатам выполнения работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. По каким параметрам производят выбор буровой установки?
2. Какое условие по грузоподъемности необходимо соблюдать при выборе буровой установки?
3. Какие виды нагрузок действуют на буровую вышку?
4. Из чего складывается вертикальная нагрузка на буровую вышку?
5. Чем отличается статическая нагрузка на вышку от динамической?

Таблица 1.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 1 "Определение вертикальных нагрузок на буровую вышку. Выбор буровой установки".

№ варианта	H , м	$d_э$, мм	$q_э$, кг/м	$d_{убт}$, мм	$d_{о.убт}$, мм	$h_{убт}$, м	$d_{бт}$, мм	$s_{бт}$, мм
1	3500	140	25,1	133	57	200	114	7
2	2650	146	26,2	146	71	180	114	11
3	3900	168	35,1	159	57	215	127	8
4	3150	178	38,2	171	57	190	140	10
5	2850	140	29,5	133	57	150	102	7
6	3300	146	32,0	133	57	225	114	8
7	4000	168	41,2	159	71	250	140	10
8	2200	178	42,8	146	76	140	127	7
9	3050	140	33,6	133	57	185	102	8
10	4200	146	35,7	146	57	175	140	9
11	2850	168	46,5	165	71	195	168	10
12	3300	178	47,2	171	71	220	140	11
13	4000	140	22,3	133	57	160	114	9
14	4500	146	29,0	133	57	215	102	9
15	3500	168	24,9	165	76	190	140	7
16	2650	178	51,5	165	57	150	127	7
17	3900	140	24,0	133	57	225	114	10
18	3150	146	31,6	146	76	185	114	8
19	4200	168	29,1	159	57	175	127	7
20	2200	178	35,0	165	71	195	140	9
21	3050	140	29,5	133	57	165	102	10
22	4200	146	28,8	146	71	200	127	8
23	2850	168	33,7	159	71	180	140	7
24	4500	178	38,1	165	76	215	127	10
25	3900	146	33,6	133	57	175	102	8

Практическая работа № 2

Расчет оттяжек для закрепления буровой вышки.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться определять горизонтальные нагрузки на буровую вышку.
- 1.2. Научиться определять устойчивость буровых вышек.
- 1.3. Научиться подбирать канат для оттяжек вышки.

2. Общие теоретические сведения

На вышку действуют *вертикальные* и *горизонтальные* нагрузки. Сочетание нагрузок, действующих на вышку, бывает различным: вертикальные, горизонтальные, вертикальные и горизонтальные.

Все нагрузки подразделяют на *постоянные* и *временные*. Постоянные нагрузки на вышку состоят из ее массы и массы оборудования, смонтированного на ней. Временные нагрузки подразделяются на длительные (эксплуатационные) и краткосрочные. *Временные длительные* нагрузки состоят из эксплуатационной нагрузки на крюке, вертикальной и горизонтальной составляющих усилий в подвижной и неподвижной ветвях талевого каната и горизонтальной составляющей нагрузки от массы свечей, установленных наклонно в магазин или за палец. *Краткосрочная нагрузка* состоит из горизонтальных ветровых усилий, действующих на элементы вышки и свечи.

Для расчета максимальных вертикальных и горизонтальных нагрузок на вышку принимают два режима ее работы:

– для вертикальных нагрузок – рабочее состояние вышки при спуске наиболее тяжелой обсадной колонны, когда полный комплект свечей бурильных труб установлен за палец и нагрузку от их массы воспринимает подвышечное основание, а на вышку действует нагрузка от массы на крюке обсадной колонны;

– для горизонтальных нагрузок – нерабочее состояние вышки при установленном за палец полном комплекте бурильных свечей, когда нагрузка на крюке равна нулю, а на вышку и на бурильные свечи действуют горизонтальные ветровые нагрузки и горизонтальная составляющая от массы установленных свечей.

Вышки монтируются на высоких основаниях. При действии ветровых нагрузок вышка может быть опрокинута только вместе с основанием, т.к. она прочно закреплена на нем (особенно вышки мачтового типа). Если башенная вышка устанавливается на низкое основание без прочного крепления к нему, то ее устойчивость должна быть проверена без учета веса основания. При этом влияние ветровых оттяжек не учитывают. Оттяжки устанавливают для обеспечения устойчивости вышки во время бурь и сильных ветров.

Нормативный скоростной напор ветра зависит от территориального района и высоты сооружения.

При ураганных скоростях ветра, превышающих нормы, для увеличения момента устойчивости необходимо увеличить вес основания, поставив часть колонны на элеватор, установленный на ротор. Пакет свечей, установленный за палец, с одной стороны, увеличивает вес основания (и повышает момент устойчивости), но с другой стороны создает опрокидывающий момент за счет горизонтальной составляющей своего веса и ветрового давления, оказываемого на него. Влияние пакета свечей на устойчивость буровой установки зависит от направления ветра.

При расчете устойчивости вышки принимают силу натяжения N одной оттяжки, т.к. добиться одинакового натяжения всех оттяжек трудно, а излишнее натяжение может вызвать появление дополнительных горизонтальных сил. Поэтому в рабочем положении без ветра оттяжки должны иметь слабину и одинаковую стрелу провеса.

3. Задание

Буровая вышка подвергается действию ветровой нагрузки $P_{вт}$. Для предотвращения опрокидывания вышка укреплена оттяжками, расположенными в плоскостях диагоналей вышки. Подобрать диаметры оттяжек d для крепления вышки. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 2.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- вес вышки, с установленным оборудованием G_B ;
- высота вышки H_B ;
- длина буровых свечей $l_{св}$;
- величина горизонтальной составляющей от веса свечей $P_{свг}$;
- ветровая нагрузка P_B .

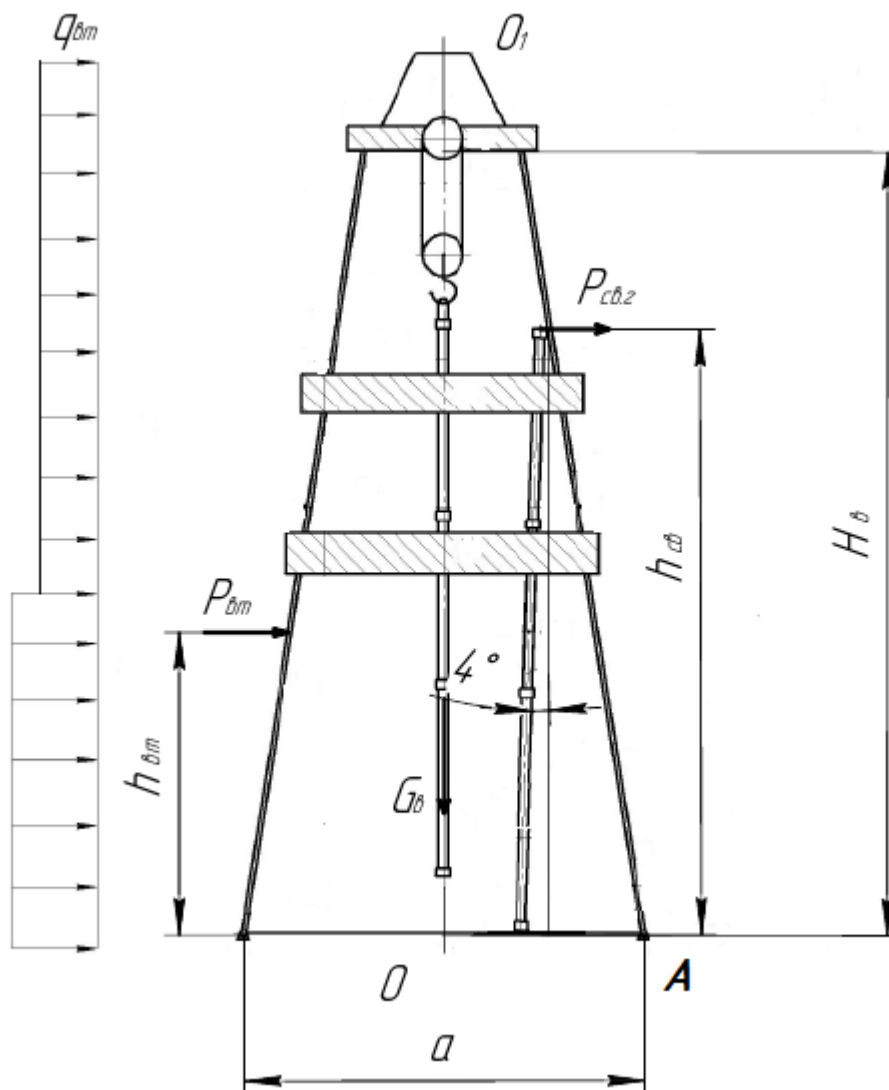


Рисунок 2.1 – Расчетная схема к практической работе № 2

4 Последовательность выполнения работы

1. Определить величину опрокидывающего момента $M_{оп}$ относительно точки А, действующего на вышку по формуле:

$$M_{оп} = P_{св.г.} \cdot h_{св} + P_{вт.} \cdot h_{вт.},$$

где $P_{св.г.}$ – величина горизонтальной составляющей от веса свечей;

$h_{св}$ – расстояние от точки А до линии действия силы $P_{св.г.}$, $h_{св} = l_{св} \cdot \cos\alpha$ (величину угла α взять из расчетной схемы, рисунок 2.1);

$P_{вт.}$ – величина ветровой нагрузки;

$h_{вт.}$ – расстояние от точки А до линии действия ветровой нагрузки, $h_{вт.} = H_{в} / 3$.

2. Определить момент устойчивости вышки $M_{ус}$ относительно точки А. Принять размеры нижнего основания вышки $8 \times 8 \text{ м}^2$.

$$M_{ус} = G_{в.} \cdot a / 2,$$

где $G_{в.}$ – вес вышки, с установленным оборудованием;

a – размер стороны нижнего основания вышки.

3. Проверить вышку на устойчивость при заданной нагрузке, приняв коэффициент запаса устойчивости $K_{з\text{у}} = 1,15$.

$$K_{\text{у}} = M_{\text{ус}} / M_{\text{оп}} \geq K_{\text{з\text{у}}}.$$

Сделать вывод об устойчивости буровой вышки при действующих нагрузках.

4. Если условие устойчивости вышки при заданных нагрузках не выполняется, определить величину дополнительного момента $M_{\text{расч}}$ устойчивости, создаваемого оттяжками.

$$M_{\text{расч}} = 1,15 \cdot M_{\text{оп}} - M_{\text{ус}}.$$

5. Определить натяжение оттяжек N по формуле:

$$N = M_{\text{расч}} \cdot \cos\beta / h_{\text{от}},$$

где $h_{\text{от}}$ – высота крепления оттяжек на ноге вышки, $h_{\text{от}} = 0,9 \cdot l_{\text{св}}$;

β – угол, составляемый оттяжкой с горизонтальной плоскостью, $\beta = 60^\circ$.

6. Определить разрывное усилие каната оттяжки $P_{\text{раз}}$ из условия его прочности на разрыв:

$$P_{\text{раз}} / N \leq K_{\text{зп}},$$

где $K_{\text{зп}}$ – коэффициент запаса прочности, $K_{\text{зп}} = 3,5 \dots 4,0$.

7. Подобрать по ГОСТ 3064-80 (Приложение Г) диаметр каната оттяжек $d_{\text{к}}$. Для выбранного каната выписать следующие параметры:

– тип каната;

– диаметр каната $d_{\text{к}}$;

– маркировочная группа;

– разрывное усилие каната по ГОСТ 3064-80.

8. Определить расстояние от угла вышки $l_{\text{я}}$, на которое необходимо установить якоря для крепления оттяжек. (Формулу для решения данного задания обучающийся должен вывести самостоятельно).

9. По результатам выполнения работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Какие горизонтальные нагрузки действуют на буровую вышку?

2. Каково условие устойчивости вышки?

3. В каких случаях у буровых вышек устанавливают оттяжки?

4. Почему при расчете устойчивости вышки принимают силу натяжения N одной оттяжки?

5. Как должны выглядеть оттяжки в рабочем положении без ветра?

Таблица 2.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 2 "Расчет оттяжек для закрепления буровой вышки".

№ варианта	Вес вышки, с установленным оборудованием G_B , т	Высота вышки, H_B , м	Длина буровых свечей, l_{CB} , м	Величина горизонтальной составляющей от веса свечей, $P_{CBГ}$, тс	Ветровая нагрузка, P_B , тс
1	33,5	41,0	24	3,6	5,1
2	28,6	42,0	25	2,8	4,9
3	32,2	45,0	27	3,2	5,2
4	35,0	41,5	24	2,9	5,05
5	31,0	42,3	25	3,0	4,95
6	34,2	43,5	27	3,3	5,0
7	30,5	42,5	24	3,1	5,15
8	31,8	42,5	25	2,9	5,25
9	32,6	43,5	27	3,5	5,3
10	38,0	42,3	24	3,4	4,9
11	36,5	41,5	25	3,5	4,95
12	29,7	45,0	27	3,3	5,0
13	30,8	42,0	24	3,6	5,15
14	34,5	41,0	25	2,8	5,2
15	35,5	41,0	27	3,0	5,25
16	33,5	42,0	24	3,1	5,1
17	28,6	45,0	25	3,2	4,9
18	32,2	41,5	27	3,2	5,2
19	35,0	42,3	24	2,9	5,05
20	31,0	43,5	25	3,0	4,95
21	34,2	42,5	27	3,3	5,0
22	30,5	42,5	24	3,1	5,15
23	31,8	42,3	25	3,6	5,25
24	32,6	41,5	27	2,8	5,3
25	38,0	45,0	24	3,2	4,9

Практическая работа № 3

Расчет ноги вышки на прочность.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться определять нагрузку, действующую на ногу вышки.
- 1.2. Научиться выполнять проверочный расчет металлоконструкций вышки на устойчивость.

2. Общие теоретические сведения

Вертикальные нагрузки образуются от действия следующих сил:

- масса наибольшего груза на крюке Q_1 (масса труб, штанг и жидкости в насосных трубах в случае заклинивания плунжера глубинного насоса);
- нагрузка от возможного прихвата труб Q_2 ;
- нагрузка от натяжения ходового $P_{\text{хк}}$ и мёртвого $P_{\text{нк}}$ концов каната;
- масса подвижного наземного оборудования $Q_{\text{тс}}$, которая складывается из массы талевого блока, крюка, штропов, элеватора и висящей на кронблоке части талевого каната;
- масса неподвижного наземного оборудования – кронблока $Q_{\text{кб}}$.

Таким образом, общая расчётная вертикальная нагрузка составляет

$$Q = Q_1 + Q_2 + P_{\text{хк}} + P_{\text{нк}} + Q_{\text{тс}} + Q_{\text{кб}} .$$

Ноги вышки представляют собой четырехгранные пространственные формы, состоящие каждая из четырех цельносварных секций. Секции соединяются между собой пальцами. К верхним опорным шарнирам ног крепится рама кронблока, а нижние опорные шарниры устанавливаются в подвышенные опоры, установленные на силовых рамах вышечного блока. *Устойчивость вышки* в плоскости ног обеспечивается установкой двух горизонтальных и двух диагональных регулируемых тяг в верхней части вышки.

В диагональных плоскостях пирамиды, которую представляет из себя башенная вышка, нагрузки по каждой ноге распределяется так:

$$P_{\text{н}}^{\text{I}} = Q \cdot g / 4 \cdot \sin \gamma ,$$

где γ – угол между ногой и горизонтальной плоскостью.

Собственная масса вышки – $Q_{\text{в}}$, распределяется равномерно на 4 ноги и наибольшую нагрузку будут испытывать ноги в нижней части.

Усилие в каждой ноге от собственной массы составит:

$$P_{\text{н}}^{\text{II}} = Q_{\text{в}} \cdot g / 4 \cdot \sin \gamma .$$

Полная нагрузка на ногу вышки в нижней части:

$$P_{\text{н}} = P_{\text{н}}^{\text{I}} + P_{\text{н}}^{\text{II}} = (Q + Q_{\text{в}}) \cdot g / 4 \cdot \sin \gamma .$$

Ноги вышки испытывают следующие деформации:

- сжатие от собственной массы и вертикальных нагрузок;
- изгиб от ветровых и горизонтальных нагрузок;
- динамические нагрузки от вибраций, ударов и т.д.

Приближённо ноги рассчитывают на продольный изгиб, предполагая, что они обладают малой гибкостью.

3. Задание

Проверить на устойчивость металлоконструкции буровой вышки башенного типа. Принять нагрузку на крюке от веса наиболее тяжелой колонны из практического занятия

№1, собственный вес вышки $G_B = 300$ кН, высота вышки $H_B = 45$ м. Остальные необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 3.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- нагрузка на крюке от веса наиболее тяжелой колонны $P_{кр}$ из ПР № 1 $P_{кр}$;
- вес вышки, с установленным оборудованием $G_B, G_B = 300$ кН;
- высота вышки $H_B, H_B = 45$ м;
- длина одной секции ноги l ;
- размер стороны нижнего основания вышки a ;
- размер стороны верхнего основания вышки b ;
- наружный диаметр труб из которых изготовлены ноги вышки, D ;
- толщина стенки труб из которых изготовлены ноги вышки S ;
- эксцентриситет приложения нагрузки K .

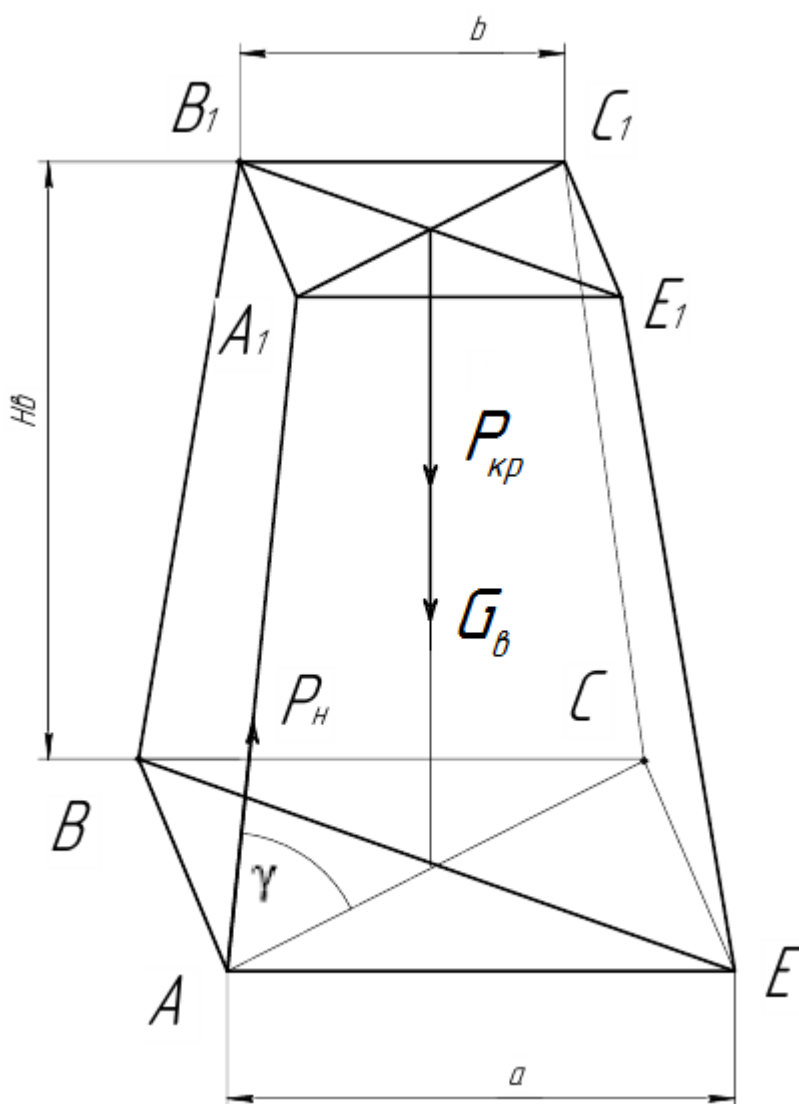


Рисунок 3.1 – Расчетная схема к практической работе № 3

4 Последовательность выполнения работы

1. Определить угол γ между ногой вышки и горизонтальной плоскостью по формуле:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{H_{\text{в}} \cdot \sqrt{2}}{a - b},$$

где $H_{\text{в}}$ – высота вышки, $H_{\text{в}} = 45$ м;

a – размер стороны нижнего основания вышки;

b – размер стороны верхнего основания вышки.

2. Определить полную нагрузку на ногу вышки в нижней части по формуле:

$$P_{\text{н}} = (P_{\text{кр}} + G_{\text{в}}) / 4 \cdot \sin \gamma,$$

где $P_{\text{кр}}$ – нагрузка на крюке от веса наиболее тяжелой колонны из ПР № 1;

$G_{\text{в}}$ – вес вышки, с установленным оборудованием, $G_{\text{в}} = 300$ кН.

3. Определить площадь поперечного сечения F трубы, из которой изготовлена нога вышки по формуле:

$$F = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4,$$

где D – наружный диаметр труб, из которых изготовлены ноги вышки;

d – внутренний диаметр труб, $d = D - 2 \cdot S$;

S – толщина стенок труб.

4. Определить момент инерции сечения J трубы, из которой изготовлена нога вышки по формуле:

$$J = \pi \cdot (D^4 - d^4) / 64 + K \cdot F,$$

где K – эксцентриситет приложения нагрузки.

5. Определить радиус инерции сечения ноги i_{min} по формуле:

$$i_{\text{min}} = \sqrt{\frac{J}{F}}.$$

6. Определить гибкость ноги вышки λ по формуле:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\text{min}}},$$

где l – длина участка ноги вышки между поясами;

μ – коэффициент приведения длины, зависящий от способа закрепления концов ноги вышки, для вышек $\mu = 0,5$.

7. Определить предельную гибкость ноги вышки $\lambda_{\text{пред}}$ по формуле:

$$\lambda_{\text{пред}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{\text{пц}}}},$$

где E – модуль упругости материала, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

$\sigma_{\text{пц}}$ – предел пропорциональности материала труб вышки, $\sigma_{\text{пц}} = 200$ МПа.

8. Сравнить гибкость ноги вышки λ с предельной гибкостью $\lambda_{\text{пред}}$. При $\lambda \geq \lambda_{\text{пред}}$ критическая сила определяется по формуле Эйлера:

$$P_{\text{крит}} = \pi^2 \cdot E \cdot J / (\mu \cdot l^2).$$

При $\lambda < \lambda_{\text{пред}}$ критическая сила определяется по формуле Гетмайера-Ясинского:

$$P_{\text{крит}} = F \cdot (310 - 1,14 \cdot \lambda).$$

9. Определить критическую силу $P_{\text{крит}}$, при которой нога вышки теряет устойчивость и сравнить ее с вертикальной нагрузкой на ногу вышки.

10. Определить фактический коэффициент запаса устойчивости вышки n_y и сравнить его с допускаемым $[n_y]$ по формуле:

$$n_y = P_{\text{крит}} / P_n \geq [n_y].$$

11. Сделать вывод о прочности ноги вышки. Если $n_y \geq [n_y]$ – прочность соблюдается, где $[n_y] = 1,8 \dots 3,0$ – требуемый коэффициент запаса устойчивости.

5. Контрольные вопросы

1. Какая часть ноги вышки является самой нагруженной? Почему?
2. Какие деформации испытывают ноги вышки?
3. Что означает потеря устойчивости вышки от действия вертикальных нагрузок?
4. Чем обеспечивается устойчивость вышки в плоскости ног?
5. На что рассчитывают ноги вышки?

Таблица 3.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 3 "Расчет ноги вышки на прочность".

№ варианта	Размер стороны нижнего основания вышки, a , м	Размер стороны верхнего основания вышки, b , м	Наружный диаметр труб из которых изготовлены ноги вышки, D , мм	Толщина стенки труб из которых изготовлены ноги вышки, S , мм	Длина одной секции ноги, l , м	Эксцентриситет приложения нагрузки, K , м
1	10,0	2,6	70	6,0	5,0	1,25
2	8,0	2,2	73	6,5	6,0	1,1
3	8,0	2,2	75	7,0	7,0	1,0
4	10,0	2,6	76	7,5	6,0	1,1
5	8,0	2,2	70	8,0	5,0	1,0
6	8,0	2,2	73	8,5	6,0	1,0
7	8,0	2,2	75	7,5	7,0	1,1
8	10,0	2,6	76	8,0	7,0	1,25
9	10,0	2,6	70	8,5	5,0	1,25
10	8,0	2,2	73	6,0	6,0	1,1
11	10,0	2,6	75	6,5	7,0	1,0
12	10,0	2,6	76	7,0	5,0	1,0
13	8,0	2,2	70	7,5	6,0	1,25
14	8,0	2,2	73	7,5	7,0	1,1
15	10,0	2,6	75	8,0	5,0	1,2
16	10,0	2,6	76	8,5	5,0	1,2
17	8,0	2,2	70	6,0	6,0	1,25
18	8,0	2,2	73	6,5	7,0	1,1
19	8,0	2,2	75	7,0	5,0	1,0
20	8,0	2,2	76	8,0	6,0	1,0
21	10,0	2,6	70	8,5	7,0	1,1
22	8,0	2,2	73	7,5	5,0	1,25
23	10,0	2,6	75	8,0	6,0	1,1
24	10,0	2,6	76	8,5	7,0	1,2
25	8,0	2,2	73	8,0	6,0	1,25

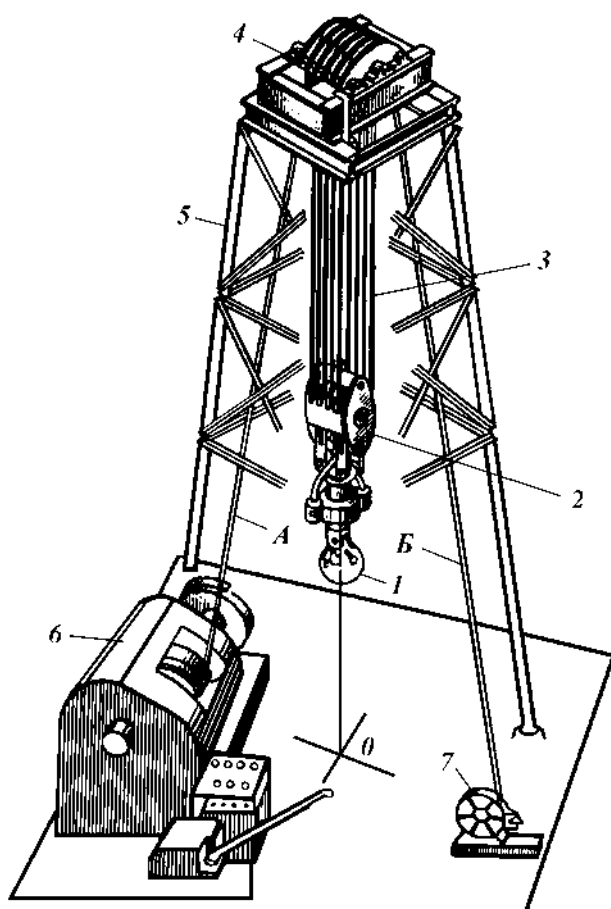
Практическая работа № 4

Выбор талевого каната по разрывному усилию. Определение нагрузки на ось кронблока талевой системы.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться определять натяжение ветвей талевой системы.
- 1.2. Научиться выбирать талевый канат по разрывному усилию.
- 1.3. Научиться определять нагрузку на ось кронблока талевой системы.

2. Общие теоретические сведения



Талевая система, изображенная на рисунке 4.1, обеспечивает проведение спуско-подъемных операций.

Талевая система призвана уменьшить силу натяжения ходового конца каната за счет уменьшения скорости подъема груза на крюке.

В талевую систему входят:

- кронблок 4 с группой канатных шкивов, устанавливаемый на вершине вышки 5;
- талевый блок 2, образующий группу подвижных шкивов;
- крюк 1, подвешиваемый к талевому блоку;
- канат 3, пропускаемый через шкивы кронблока и талевого блока: первый (мертвый конец) прикрепляется механизму крепления неподвижного конца талевого каната 7, второй (ходовой конец) крепится к буровой лебедке 6.

Соотношение числа шкивов талевого блока к числу шкивов кронблока называется оснасткой талевой системы.

Рисунок 4.1 – Талевая система буровой установки

Оснастка талевой системы обозначается 4x5, 5x6, 6x7. Первая цифра означает количество шкивов талевого блока, вторая – количество шкивов кронблока. Число рабочих струн (ветвей) определится по формуле:

$$n = n_{\text{шк.тб}} + n_{\text{шк.кб}} - 1,$$

где $n_{\text{шк.тб}}$ – количество шкивов талевого блока,

$n_{\text{шк.кб}}$ – количество шкивов кронблока.

Талевый канат является связующим звеном между кронблоком и талевым блоком. Талевый канат выпускается в бухтах длиной 1200-2000 м. При оснастке талевой системы оставшаяся часть каната остается в бухте, которую располагают за устройством крепления мертвого конца. По мере износа талевого каната делается его перетяжка.

Условной прочностью каната P_c называется суммарное разрывное усилие всех проволок в канате. Разрывным усилием каната в целом $P_{раз}$ называется усилие, при котором происходит разрушение каната. Это действительная прочность каната в целом. Разрывное усилие каната в целом всегда меньше суммарной прочности составляющих его проволок.

Ось кронблока – это стержень, сделанный из прочного металла, на который насажены шкивы. Торцы каждой оси установлен на прочной опоре, которая надёжно зафиксирована стопорными болтами. Оси отличаются по длине, по диаметру, в зависимости от конструктивной особенности рамы, по марке и качеству стали.

Ось кронблока представляет собой нагруженную балку.

Поскольку *ось кронблока* представляет собой нагруженную балку, выбор того или иного конструктивного решения зависит от возможности обеспечить требуемую прочность оси и долговечность подшипников. В двухопорных конструкциях диаметр оси должен быть значительно больше, чем в многоопорных. В многоопорных одноосных конструкциях диаметр оси может быть наименьшим, однако технологически сложно обеспечить равномерное распределение нагрузки по опорам при неразрезанной оси.

3. Задание

Для буровой установки подобрать из условия прочности на разрыв диаметр талевого каната. Рассчитать натяжение ветвей талевой системы и определить нагрузку на ось кронблока. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 4.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- условная глубина бурения H ;
- вес одного погонного метра обсадной трубы q_0 ;
- оснастка талевой системы;
- масса поднимаемого оборудования талевой системы $Q_{об}$;
- коэффициент сопротивления шкива β .

4. Последовательность выполнения работы

1. Произвести расчет массы обсадной колонны по формуле:

$$Q_0 = H \cdot q_0 .$$

2. Произвести расчет максимальной нагрузки на крюке $P_{кр}$ от массы обсадной колонны с учетом расхаживания:

$$P_{кр} = 1,15 \cdot Q_0 \cdot g,$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

3. Определить число рабочих струн (ветвей) n талевой системы по формуле:

$$n = n_{шк.тб} + n_{шк.кб} - 1,$$

где $n_{шк.тб}$ – количество шкивов талевого блока;

$n_{шк.кб}$ – количество шкивов кронблока.

4. Определить натяжение ходового конца талевого каната $P_{хк}$ по формуле:

$$P_{хк} = (P_{кр} + Q_{об} \cdot g) \cdot \frac{\beta^n (\beta - 1)}{\beta^n - 1} ,$$

где $Q_{об}$ – масса поднимаемого оборудования талевого системы;
 β – коэффициент сопротивления шкива.

5. Определить натяжение неподвижного конца талевого каната $P_{нк}$ по формуле:

$$P_{нк} = (P_{кр} + Q_{об} \cdot g) \cdot \frac{\beta - 1}{\beta \cdot (\beta^n - 1)} .$$

6. Определить разрывное усилие талевого каната $P_{раз}$ из условия его прочности на разрыв. Расчет каната на прочность ведут по натяжению ходового конца, как самой нагруженной ветви талевого системы.

$$P_{раз} / P_{хк} \leq K_{зп} ,$$

где $K_{зп}$ – коэффициент запаса прочности, $K_{зп} = 3,5 \dots 4,0$.

7. Подобрать по ГОСТ 16853-88 (Приложение Д) диаметр талевого каната d . Для выбранного каната выписать следующие параметры:

- тип каната;
- диаметр каната d ;
- маркировку каната;
- разрывное усилие каната по ГОСТ 16853-88.

8. Изобразить в тетради схему талевого системы заданной оснастки. Пронумеровать рабочие ветви талевого каната, начиная с ближайшей к ходовому концу. Изобразить на схеме натяжение всех ветвей талевого каната.

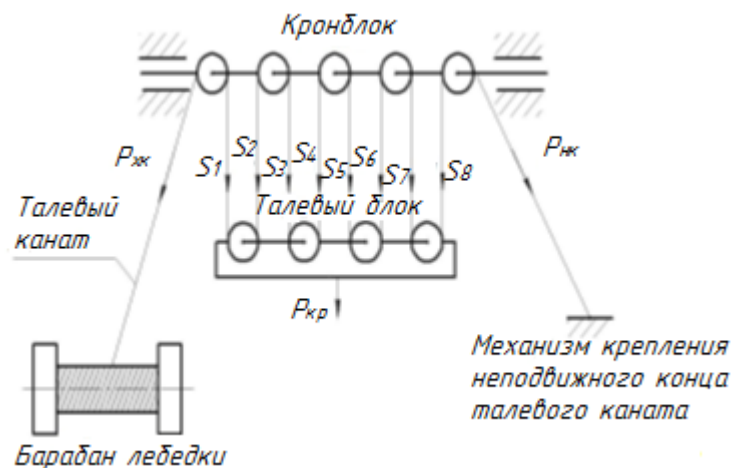


Рисунок 3.2 – Схема талевого системы

9. Произвести расчет натяжения рабочих струн S_i талевого системы по формулам:

$$S_1 = P_{хк} / \beta;$$

$$S_2 = S_1 / \beta;$$

.....

$$S_i = S_{i-1} / \beta ,$$

где $i = \text{от } 2 \text{ до } n$.

10. Определить нагрузку на ось кронблока $P_{о.кр.}$ по формуле:

$$P_{о.кр.} = P_{хк} + P_{нк} + S_1 + \dots + S_n .$$

11. По результатам выполнения работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Для чего предназначена талевая система буровой установки?
2. Что входит в состав талевой системы?
3. Что показывает оснастка талевой системы?
4. По какому параметру подбирают талевый канат?
5. Какие нагрузки действуют на ось кронблока талевой системы?

Таблица 4.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 4 "Выбор талевого каната по разрывному усилию. Определение нагрузки на ось кронблока талевой системы".

№ варианта	Условная глубина бурения, H , м	Вес одного погонного метра обсадной трубы, q_0 , кг/м	Масса поднимаемого оборудования талевой системы, $Q_{об}$, т	Оснастка талевой системы	Коэффициент сопротивления шкива, β
1	2500	25,1	8,5	4x5	1,05
2	2000	26,2	8,0	4x5	1,05
3	3500	35,1	10,0	5x6	1,05
4	3000	38,2	9,5	5x6	1,05
5	4500	29,5	11,0	6x7	1,05
6	4000	32,0	10,5	6x7	1,05
7	4700	41,2	11,5	6x7	1,05
8	3200	42,8	9,5	5x6	1,05
9	4200	33,6	10,5	6x7	1,05
10	2700	35,7	9,0	4x5	1,05
11	2500	46,5	8,0	4x5	1,07
12	2000	47,2	7,5	4x5	1,07
13	3500	22,3	9,5	5x6	1,07
14	3000	29,0	8,5	5x6	1,07
15	4500	24,9	10,5	6x7	1,07
16	4000	51,5	10,0	5x6	1,07
17	4700	24,0	11,0	6x7	1,07
18	3200	31,6	10,5	5x6	1,07
19	4200	29,1	10,0	6x7	1,07
20	2700	35,0	9,5	4x5	1,07
21	2500	29,5	8,5	4x5	1,09
22	2000	28,8	8,0	4x5	1,09
23	3500	33,7	10,0	5x6	1,09
24	3000	38,1	9,5	5x6	1,09
25	4500	33,6	11,0	6x7	1,09

Практическая работа № 5

Выбор оборудования и оснастки талевого системы по максимальной нагрузке на крюке. Проверочный расчет талевого каната на прочность.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться выбирать оснастку талевого системы по нагрузке на крюке.
- 1.2. Научиться производить расчет каната на прочность.

2. Общие теоретические сведения

Талевая система буровой установки предназначена для подъема и поддержания на весу тяжелого бурового инструмента. Она представляет собой полиспастный механизм, который состоит из кронблока, установленного на вышке или мачте, талевого блока и талевого каната, являющегося гибкой связью между буровой лебедкой и подъемным крюком, подвешенным к талевому блоку. Под оснасткой талевого системы понимается навеска каната на шкивы кронблока и талевого блока в определенной последовательности, которая исключала бы перекрещивание каната и трение его ветвей друг о друга.

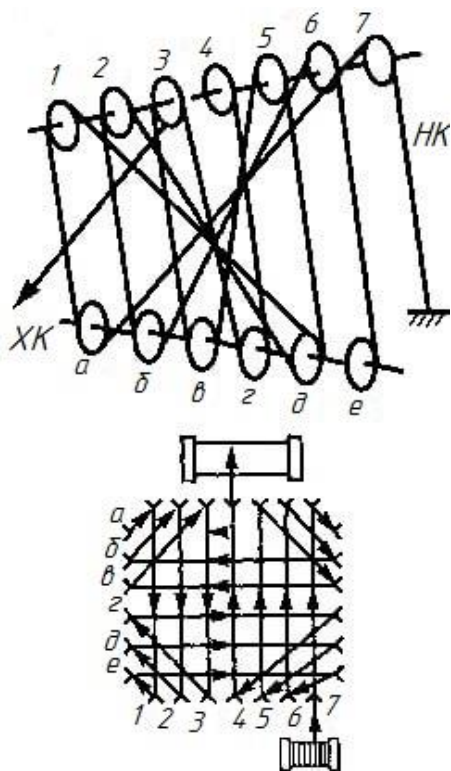


Рисунок 5.1 – Схема крестовой оснастки талевого системы

Талевая система работает в условиях *переменных циклических нагрузок*, особенно во время СПО, и в условиях *вибрационных нагрузок* в процессе бурения. Вибрации колонны передаются талевой системе и вызывают не только ее колебания, но часто и вышки. В процессе бурения наблюдались случаи, когда вибрационные нагрузки приводили к обрывам талевых канатов вследствие усталостных разрушений в местах перегиба неподвижного конца на первом шкиве кронблока, т.е. в месте, практически не подверженном истиранию.

Оснастку стремятся выполнить так, чтобы ведущая струна набегала на один из средних шкивов. Неправильно выполненная оснастка может вызвать трение канатов или закручивание талевого блока, что может привести к аварии.

Существует два типа оснасток: параллельная, когда ось талевого блока параллельна оси кронблока, и крестовая, когда оси талевого блока и кронблока перпендикулярны. Наиболее распространена *крестовая оснастка* (см. рисунок 5.1). Она имеет то преимущество, что исключает закручивание талевого блока и трение струн каната друг о друга.

Оснастка талевого системы буровых установок характеризуется тем, что оба конца талевого каната сбегают с кронблока, один из которых крепится к барабану буровой лебедки и называется ходовым или тяговым, а второй (неподвижный) – к специальному устройству на металлическом основании вышечного блока.

В одном случае при бурении скважин одинаковой глубины в различных условиях на крюк действуют одинаковые нагрузки, но число СПО в этих условиях бурения может отличаться от числа СПО при бурении в других условиях в несколько раз. Если число СПО небольшое, то решающим фактором является прочность талевого системы, а при большом числе СПО – абразивный и усталостный износ каната и других элементов. В одном случае можно выбрать систему с большим числом шкивов и ветвей каната, но с небольшим его диаметром, в другом – канатов большого диаметра с высоким сопротивлением абразивному и усталостному износу, но при меньшем числе шкивов в системе.

Чтобы правильно решить эту задачу, прежде всего надо знать условия применения системы и свойства канатов и элементов системы; это необходимо для выбора наиболее эффективного решения из всего многообразия возможных.

3. Задание

Для данных условий бурения подобрать оснастку талевого системы. Дать заключение о пригодности талевого каната из условия его статической прочности. Определить КПД талевого системы. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 5.2 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- условная глубина бурения H ;
- масса одного погонного метра УБТ $q_{убт}$;
- длина УБТ $h_{убт}$;
- масса одного погонного метра БТ $q_{бт}$;
- масса поднимаемого оборудования талевого системы $Q_{об}$;
- коэффициент сопротивления шкива β .

4. Последовательность выполнения работы

1. Произвести расчет массы бурильной колонны по формуле:

$$Q_b = h_{убт} \cdot q_{убт} + (H - h_{убт}) \cdot q_{бт},$$

где H – условная глубина бурения;

$q_{убт}$ – масса одного погонного метра УБТ;

$h_{убт}$ – длина УБТ;

$q_{бт}$ – масса одного погонного метра БТ.

2. Произвести расчет максимальной нагрузки на крюке $P_{кр}$ от массы бурильной колонны с учетом расхаживания:

$$P_{кр} = 1,25 \cdot Q_b \cdot g,$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

3. По таблице 5.1 подобрать необходимую оснастку и размеры талевого каната и канатных шкивов.

Таблица 5.1 – Выбор диаметра каната и шкивов в зависимости от оснастки

Условная глубина бурения, H , м	2000	2500	3000	4000	5000
Номинальная грузоподъемность, $Q_{доп}$, т	50	80	170	200	250
Наибольшая оснастка	4x5	4x5	5x6	5x6	6x7
Диаметр шкивов, $D_{ш}$, мм	900	1080	1080	1140	1140
Диаметр талевого каната, d_k , мм	25	28	28	32	32

4. Определить число рабочих струн (ветвей) n талевого системы по формуле:

$$n = n_{шк.тб} + n_{шк.кб} - 1,$$

где $n_{\text{шк.тб}}$ – количество шкивов талевого блока;

$n_{\text{шк.кб}}$ – количество шкивов кронблока.

5. Определить натяжение ходового конца талевого каната $P_{\text{хк}}$ по формуле:

$$P_{\text{хк}} = (P_{\text{кр}} + Q_{\text{об}} \cdot g) \cdot \frac{\beta^n (\beta - 1)}{\beta^n - 1},$$

где $Q_{\text{об}}$ – масса поднимаемого оборудования талевой системы;

β – коэффициент сопротивления шкива.

6. Определить натяжение неподвижного конца талевого каната $P_{\text{нк}}$ по формуле:

$$P_{\text{нк}} = (P_{\text{кр}} + Q_{\text{об}} \cdot g) \cdot \frac{\beta - 1}{\beta \cdot (\beta^n - 1)}.$$

7. Из таблицы ГОСТ 16853-88 (Приложение Д) для выбранного талевого каната диаметром d выписать разрывное усилие $P_{\text{раз}}$ и проверить канат на прочность по разрывному усилию по формуле:

$$K_{\text{зп}} = P_{\text{раз}} / P_{\text{хк}},$$

где $K_{\text{зп}}$ – коэффициент запаса прочности.

Прочность талевого каната обеспечивается, если коэффициент запаса прочности $K_{\text{зп}} \geq 3,5 \dots 4,0$. По результатам проверки сделать выводы.

8. Определить нормальные напряжения, возникающие в поперечном сечении каната при растяжении $\sigma_{\text{рас}}$ по формуле:

$$\sigma_{\text{рас}} = P_{\text{хк}} / F_{\text{к}},$$

где $F_{\text{к}}$ – площадь поперечного сечения талевого каната из таблицы Приложения Д.

9. Определить нормальные напряжения, возникающие в поперечном сечении каната при изгибе $\sigma_{\text{изг}}$ по формуле:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{3}{8} \cdot \frac{E \cdot \delta}{D_{\text{ш}}},$$

где E – модуль упругости материала каната, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

δ – диаметр проволоки в канате из таблицы Приложения Д;

$D_{\text{ш}}$ – диаметр канатных шкивов талевой системы из таблицы 5.1.

10. Определить суммарное нормальное напряжение, возникающее в поперечном сечении талевого каната по формуле:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_{\text{рас}} + \sigma_{\text{изг}}.$$

11. Из таблицы ГОСТ 16853-88 (Приложение Д) для выбранного талевого каната диаметром d выписать временное сопротивление $\sigma_{\text{вр}}$ и проверить канат на прочность по нормальным напряжениям по формуле:

$$K_{\text{зп}} = \sigma_{\text{вр}} / \sigma_{\text{сум}},$$

Прочность талевого каната обеспечивается, если коэффициент запаса прочности $K_{\text{зп}} \geq 3,5 \dots 4,0$. По результатам проверки сделать выводы.

12. Определить коэффициент полезного действия (КПД) талевой системы по формуле:

$$\eta_{\text{тс}} = \frac{\beta^n - 1}{n \cdot \beta^n \cdot (\beta - 1)}.$$

5. Контрольные вопросы

1. По действием каких нагрузок работает талевая система буровой установки?

2. Какие оснастки талевой системы существуют? В чем заключаются преимущества крестовой оснастки?
3. Как зависит вид износа талевого каната от режима его эксплуатации?
4. От чего возникают напряжения изгиба в талевых канатах?
5. От чего зависит выбор диаметра канатных шкивов и их количества?

Таблица 5.2 – Исходные данные к выполнению практической работы № 5 "Выбор оборудования и оснастки талевой системы по максимальной нагрузке на крюке. Проверочный расчет талевого каната на прочность".

№ варианта	Вес поднимаемого оборудования, $Q_{об}$, т	Глубина скважины, H , м	Длина УБТ, $h_{убт}$, м	Масса 1 метра УБТ, $q_{убт}$, кг/м	Масса 1 метра БТ, $q_{бт}$, кг/м	Коэффициент сопротивления шкива, β
1	8,5	2500	50	58,8	22,4	1,05
2	8,0	2000	50	58,8	22,4	1,05
3	10,0	3500	75	78,9	28,9	1,05
4	9,5	3000	50	73,7	25,7	1,05
5	11,0	4500	100	146,8	35,3	1,05
6	10,5	4000	75	110,6	32	1,05
7	11,5	4700	100	146,8	35,3	1,05
8	9,5	3200	75	78,9	28,9	1,05
9	10,5	4200	100	110,6	32	1,05
10	9,0	2700	50	73,7	25,7	1,05
11	8,0	2500	75	58,8	22,4	1,07
12	7,5	2000	50	58,8	22,4	1,07
13	9,5	3500	100	78,9	28,9	1,07
14	8,5	3000	75	73,7	25,7	1,07
15	10,5	4500	100	58,8	22,4	1,07
16	10,0	4000	75	58,8	22,4	1,07
17	11,0	4700	100	78,9	28,9	1,07
18	10,5	3200	50	73,7	25,7	1,07
19	10,0	4200	50	110,6	32	1,07
20	9,5	2700	50	146,8	35,3	1,07
21	8,5	2500	75	78,9	28,9	1,09
22	8,0	2000	50	110,6	32	1,09
23	10,0	3500	100	110,6	32	1,09
24	9,5	3000	50	146,8	35,3	1,09
25	11,0	4500	50	78,9	28,9	1,09

Практическая работа № 6

Кинематический расчет буровой лебедки.

1. Цель работы:

- 1.1. Закрепление навыка чтения кинематических схем.
- 1.2. Научиться рассчитывать частоту вращения подъемного вала буровой лебедки.

2. Общие теоретические сведения

Буровая лебедка – основной агрегат спуско-подъемного комплекса буровой установки. Она предназначена в основном для создания тягового или тормозного усилия в ведущей ветви талевого каната. Лебедка необходима для подъема и спуска бурильной колонны, ненагруженного элеватора, спуска обсадных колонн, удержания на весу неподвижной колонны или медленного ее опускания при подаче долота на забой в процессе бурения или расширения скважины.

По числу скоростей подъема различают двух-, трех- четырех- и шестискоростные буровые лебедки. За рубежом применяются восьми- и десятискоростные буровые лебедки. Скорости подъема изменяются путем переключения передач между валами лебедки либо посредством отдельной коробки перемены передач.

Кинематическая схема лебедки и выбранные соотношения скоростей должны обеспечивать наиболее рациональное использование установленной мощности привода. При этом коэффициент полезного действия агрегата в целом должен иметь высокое значение.

Необходимо, чтобы скорости лебедки включались при помощи муфт фрикционного типа оперативно, легко и плавно.

Кинематическая схема лебедки должна предусматривать возможность передачи движения на механизм подачи долота и ротор.

3. Задание

По данной кинематической схеме определить расположение главного привода буровой лебедки. Определить, через которые кинематические цепи (передачи) возможна передача вращения с главного привода на барабан и определить общее количество скоростей вращения барабана. Определить, переключением каких муфт, осуществляется изменение частоты вращения барабана лебедки. Определить частоты вращения барабана на всех передаваемых скоростях в порядке возрастания. Данные вычислений занести в таблицу. Построить график скоростей в произвольно выбранном масштабе. Необходимые данные для выполнения задания взять из рисунков 6.2 – 6.6 в соответствии с вариантом.

4. Последовательность выполнения работы

1. Сделать анализ кинематической схемы, при котором:
 - определить расположение главного привода буровой лебедки;
 - определить, через которые кинематические цепи (передачи) возможна передача вращения с главного привода на барабан;
 - определить общее количество скоростей вращения барабана.
2. Определить, включением какой муфты можно получить каждую скорость барабана лебедки.

3. Определить какие передачи входят в зацепление при включении той или иной муфты.
4. Определить передаточные числа u_i для каждой механической передачи. Передаточные числа определять последовательно, перемещаясь от предыдущего вала к последующему.
5. Определить частоту вращения n_i каждого вала для всех скоростей лебедки.
6. Данные вычислений занести в таблицу (см. таблицу 6.1).

Таблица 6.1 – Кинематический анализ буровой лебедки (Пример заполнения)

Номер скорости	Включенные муфты	Колеса, находящиеся в зацеплении	Передаточное число	Частота вращения барабана лебедки
I	ШПМ – 2, 9; КМ – 13, 14	52-27; 81-21	7,43	
II	ШПМ – 2, 9; КМ – 14, 15	34-27; 81-21	4,86	
III	ШПМ - 2, 9; КМ - 18, 19	27-31; 81-21	3,56	
IV	ШПМ - 2, 7; КМ - 13, 14	52-27; 40-39	1,96	
V	ШПМ - 2, 7; КМ - 14, 15	34-27; 40-39	1,29	
VI	ШПМ - 2, 7; КМ - 18, 19	27-31; 40-39	0,89	
Обр. I	ШПМ - 2, 9	80-69; 81-21	4,47	
Обр. II	ШПМ - 2,7	80-69; 40-39	1,19	

7. Построить график скоростей буровой лебедки. В произвольном масштабе (желательно 1:10 – 1 мм-10 об/мин) откладываем на вертикальной оси частоты вращения валов, рассмотренных в кинематическом расчете. Пример выполнения графика на рисунке 6.1.

8. По результатам выполнения работы сделать выводы.

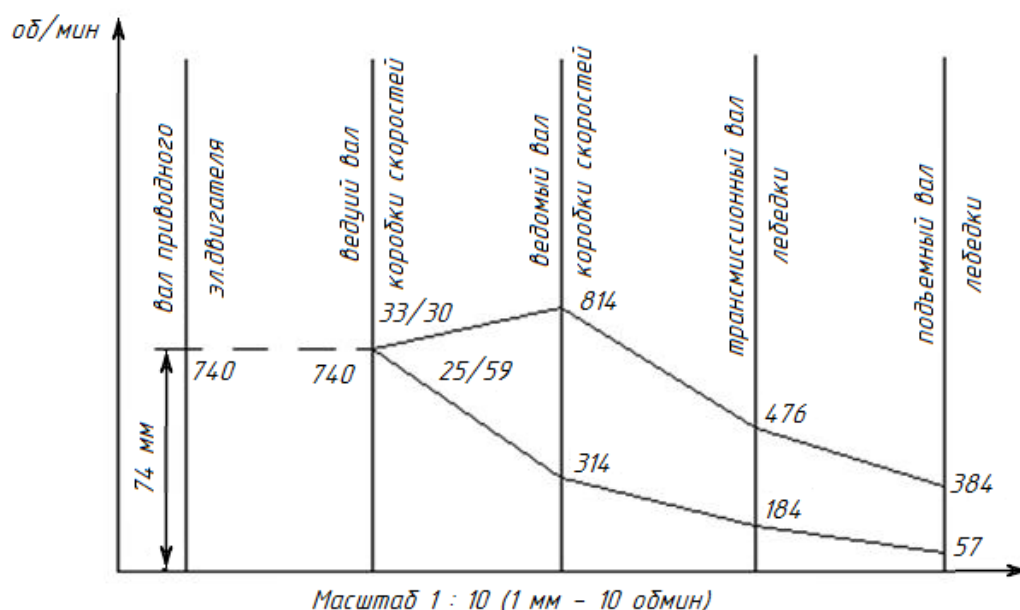


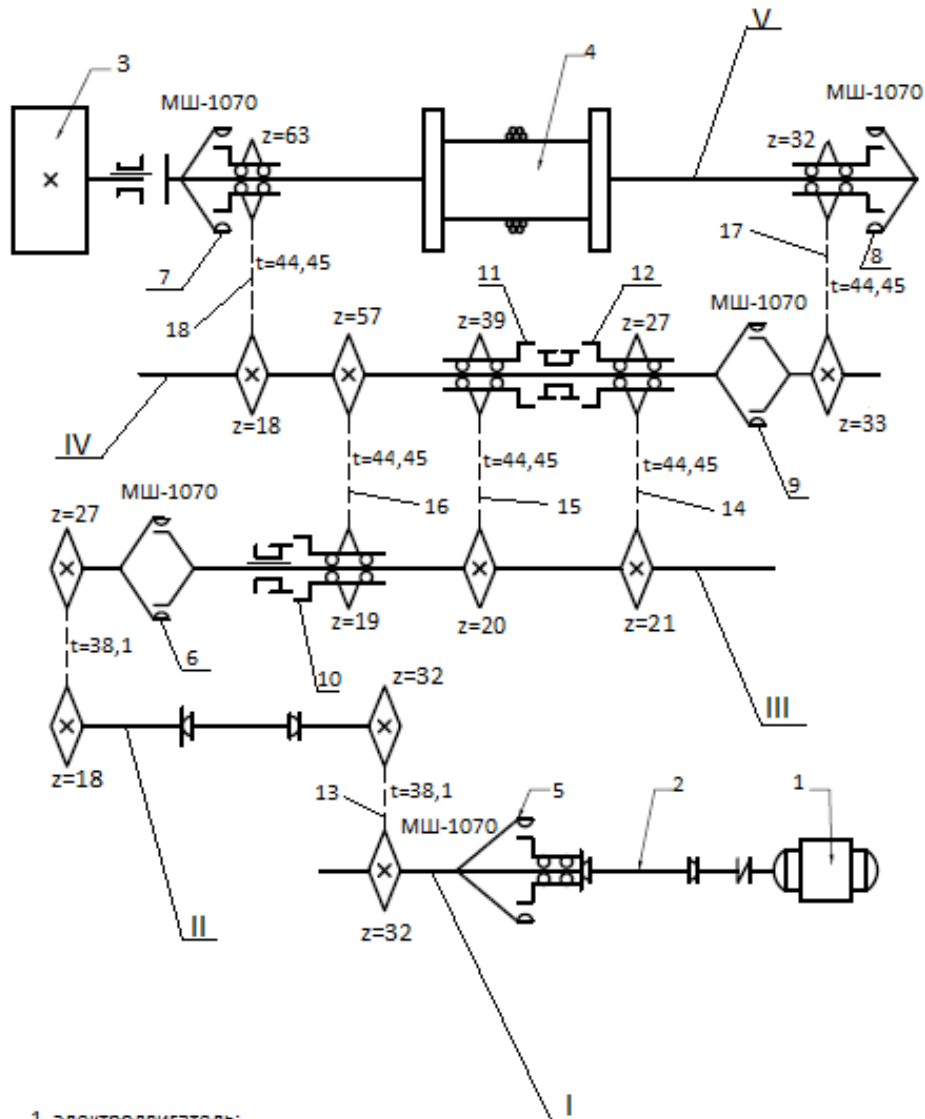
Рисунок 6.1 – График скоростей буровой лебедки ЛБУ-1200К БУ "Уралмаш-3000 ЭУК"

5. Контрольные вопросы

1. Какие механические передачи применяются в буровой лебедке?
2. Как осуществляется переключение скоростей в буровой лебедке?
3. Какие муфты применяются в буровой лебедке для переключения скоростей?
4. Как осуществляется реверсирование в буровой лебедке?
5. От чего зависит характер изменения скоростей подъема буровой лебедки?

6. Кинематические схемы буровых лебедок к выполнению практического задания № 6 "Кинематический расчет буровой лебедки".

Вариант 1



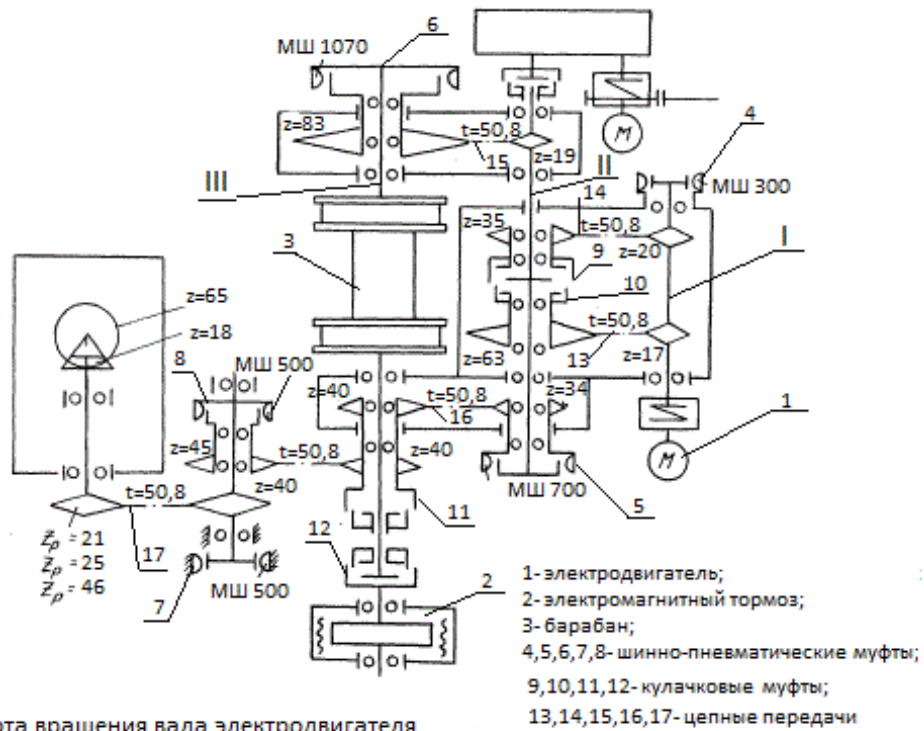
- 1- электродвигатель;
- 2- карданный вал;
- 3- электромагнитный тормоз;
- 4- барабан;
- 5,6,7,8,9- муфты шинно-пневматические;
- 10,11,12 — муфты кулачковые;
- 13,14,15,16,17,18- цепные передачи

Частота вращения вала электродвигателя

$$n_{дв} = 735 \text{ об/мин}$$

Рисунок 6.2 – Вариант 1

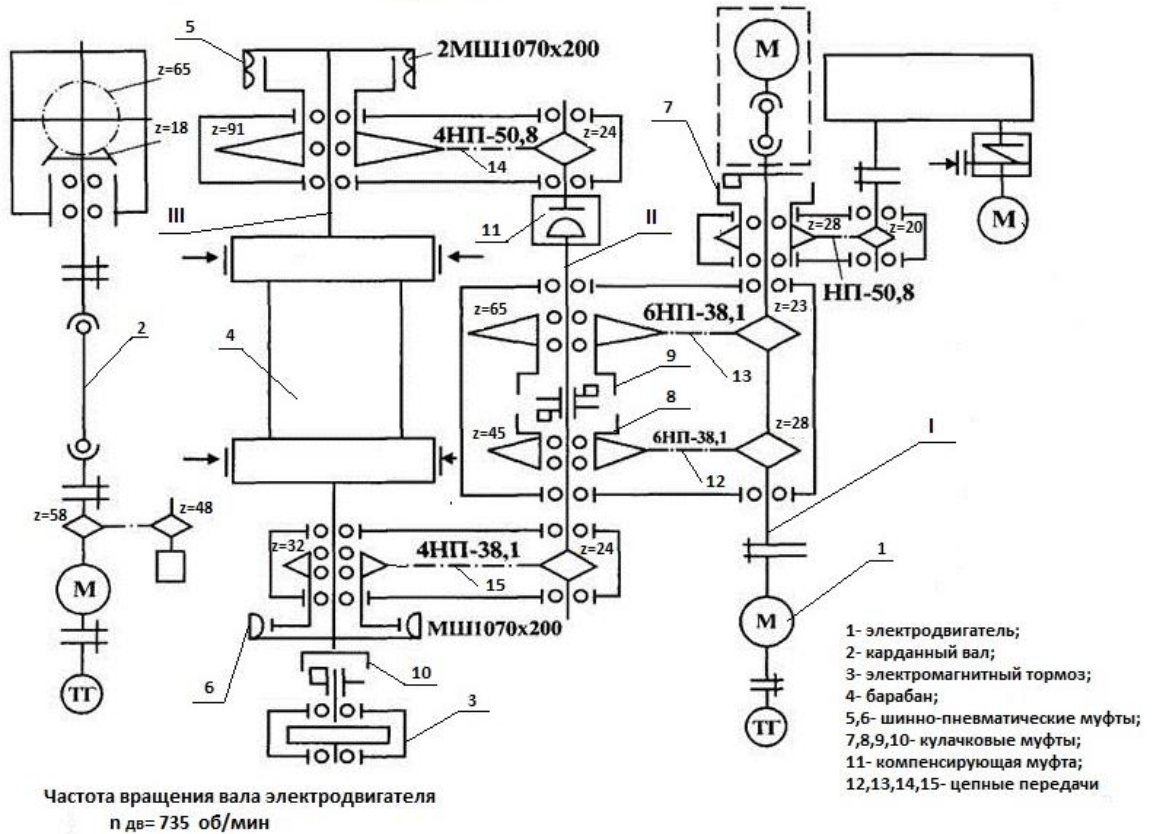
Вариант 4



Частота вращения вала электродвигателя
 $n_{дв} = 738$ об/мин

Рисунок 6.5 – Вариант 4

Вариант 5



Частота вращения вала электродвигателя
 $n_{дв} = 735$ об/мин

Рисунок 6.6 – Вариант 5

Практическая работа № 7

Определение средней скорости подъема бурового крюка и грузоподъемности буровой лебедки.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться определять канатоемкость барабана буровой лебедки.
- 1.2. Научиться рассчитывать скорость подъема бурового крюка.

2. Общие теоретические сведения

К основным параметрам буровых лебедок относятся *мощность, скорости подъема, тяговое усилие, длина и диаметр барабана лебедки*. От правильного выбора указанных параметров зависят производительность, экономичность, габариты и масса лебедки, которые существенно влияют на эффективность бурения, транспортабельность и монтажеспособность всей буровой установки.

Лебедка должна обеспечивать подъем бурового крюка, в различных скоростных режимах в зависимости от нагрузки на крюке. Это обеспечивается наличием дополнительных трансмиссионных валов (в 2х, 3х-вальных лебедках) или использовании в трансмиссии коробок передач (в одновальных лебедках). Современные лебедки в основном одновальные с 4 - 6-ти скоростными коробками передач.

Максимальная скорость подъема ограничивается безопасностью управления процессом подъема и предельной скоростью ходовой струны, при которой обеспечивается нормальная навивка каната на барабан лебедки. Для предотвращения затаскивания талевого блока на кронблок из-за ограниченного тормозного пути скорость подъема крюка, согласно требованиям безопасности, не должна превышать 2 м/с.

Минимальная скорость подъема – резервная и используется для технологических целей: при расхаживании колонн бурильных и обсадных труб; при ликвидации осложнений и аварий, связанных с затяжкой и прихватом бурильных труб; при подъеме колонны труб через закрытые превенторы; при подъеме колонны труб в случае отказа одного из двигателей привода лебедки. Величина минимальной скорости подъема принимается в установленных практикой бурения пределах: $v_{\min} = 0,2$ м/с.

Отношение предельных скоростей определяет *диапазон регулирования скоростей* подъема лебедки:

$$R_v = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} .$$

Основные размеры барабана буровой лебедки - *диаметр и длина его бочки*. Диаметр барабана D_6 определяется в зависимости от диаметра каната d_k .

Длина барабана лебедки (L_6) выбирается при условии плотной укладки каната и минимальном износе. По мере отхода каната от средней линии к реборде возрастает горизонтальная составляющая его натяжения и соответственно плотность укладки. И, наоборот, при отходе каната от реборды плотность его укладки уменьшается.

При бурении нефтяных и газовых скважин ориентировочно длину барабана выбирают в зависимости от его диаметра в пределах:

$$L_6 = (1,5 \div 2,2) \cdot D_6$$

Расчетная канатоемкость барабана определяется длиной каната, навитого на барабан при верхнем положении талевого блока

$$L_k = n \cdot H + \pi \cdot D_b \cdot n_3,$$

где n - число рабочих струн талевого системы;

H - расстояние от пола буровой вышки до оси кронблока;

n_3 - число запасных (не сматываемых при спускоподъемных операциях) витков каната на барабане.

В соответствии с правилами безопасности число витков при нижнем положении крюка должно быть не менее трех ($n_3 \geq 3$).

Расчетная канатоемкость определяет минимально допустимый диаметр реборд барабана. Фактическая предельная канатоемкость барабана лебедки обычно значительно выше рабочей, поскольку окончательно диаметр реборд устанавливается в зависимости от размера тормозных шайб.

3. Задание

Для данных условий бурения определить канатоемкость L_k барабана буровой лебедки. Определить количество витков талевого каната в последнем ряду навивки $a_{z_{\max}}$, где z_{\max} – номер последнего ряда навивки талевого каната на барабан лебедки. Определить среднюю скорость навивки каната на барабан лебедки $v_{бi}$ и среднюю скорость подъема крюка $v_{крi}$. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 7.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- диаметр бочки барабана, D_b ;
- длина бочки барабана, B_b ;
- диаметр талевого каната, d_k ;
- частота вращения вала барабана лебедки n_b ;
- оснастка талевого системы;
- номинальная длина свечи l_c , $l_c = 25$ м.

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить число рабочих струн (ветвей) n талевого системы по формуле:

$$n = n_{шк.тб} + n_{шк.кб} - 1,$$

где $n_{шк.тб}$ – количество шкивов талевого блока;

$n_{шк.кб}$ – количество шкивов кронблока.

2. Определить длину каната, наматываемого на барабан при подъеме колонны труб на длину свечи:

$$L_{кc} = 1,05 \cdot l_c \cdot n,$$

где l_c – номинальная длина свечи, $l_c = 25$ м.

3. Определить число витков каната a в одном ряду. Полученное значение округлить до целого числа.

$$a = \frac{B_b \cdot \beta_n}{d_k},$$

где B_b – длина бочки барабана;

d_k – диаметр талевого каната;

β_n – коэффициент неравномерности навивки каната на барабан, $\beta_n = 0,92 \dots 0,95$.

4. Определить средний диаметр первого ряда навивки каната на барабан лебедки по формуле:

$$D_1 = D_6 + dk,$$

где D_6 – диаметр бочки барабана.

5. Определить длину нерабочих витков l_0 на барабане лебедки. Количество нерабочих витков определяется из условия: $n_3 \geq 3$.

$$l_0 = \pi \cdot n_3 \cdot D_1.$$

6. Определить канатоемкость барабана лебедки L_k по формуле:

$$L_k = L_{kc} + l_0.$$

7. Определить длину каната, наматываемого на первый ряд по формуле:

$$L_1 = a \cdot \pi \cdot D_1.$$

8. Средний диаметр D_z любого другого ряда навивки каната на барабан можно вычислить по формуле:

$$D_z = D_6 + d_k + \alpha \cdot (2 \cdot z - 2) \cdot d_k,$$

где α - коэффициент, учитывающий расстояние между рядами навивки каната, $\alpha = 0,93$;

z – порядковый номер ряда навивки каната.

Например, для второго ряда навивки каната при $z = 2$, средний диаметр навивки каната D_2 определится по формуле:

$$D_2 = D_6 + d_k + \alpha \cdot (2 \cdot 2 - 2) \cdot d_k = D_6 + d_k + 2 \cdot \alpha \cdot d_k.$$

9. Длина каната, наматываемого на каждый ряд определяется по формуле:

$$L_z = a \cdot \pi \cdot D_z,$$

где z – порядковый номер ряда навивки каната.

10. Определение порядкового номера последнего ряда навивки каната z_{\max} будет определяться соотношениями:

$$L_1 + L_2 + \dots + L_{z_{\max}-1} \leq L_k;$$

$$L_1 + L_2 + \dots + L_{z_{\max}} > L_k.$$

11. Определить длину каната, наматываемого на последний ряд. При этом учитывается, что все предыдущие ряды полностью заполнены, а последний ряд будет заполнен частично.

$$L_{\text{ост}} = L_{z_{\max}} = L_k - (L_1 + L_2 + \dots + L_{z_{\max}-1}).$$

12. Определить количество витков каната $a_{z_{\max}}$ в последнем ряду навивки по формуле:

$$a_{z_{\max}} = \frac{L_{\text{ост}}}{\pi \cdot D_{z_{\max}}},$$

где $D_{z_{\max}}$ – средний диаметр последнего (неполного) ряда навивки каната.

13. Определить расчетный диаметр барабана лебедки $D_{\text{расч}}$ по формуле:

$$D_{\text{расч}} = (D_1 + D_{z_{\max}}) / 2.$$

14. Определить среднюю скорость навивки каната на барабан лебедки v_6 по формуле:

$$v_6 = (\pi \cdot D_{\text{расч}} \cdot n_6) / 60,$$

где n_6 – частота вращения вала барабана лебедки.

15. Определить среднюю скорость подъема крюка при данной частоте вращения вала барабана лебедки по формуле:

$$v_{\text{кр}} = v_6 / n.$$

16. По результатам выполнения работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Как в буровых лебедках конструктивно решается обеспечение подъема крюка в различных скоростных режимах ?
2. Чем ограничивается максимальная скорость подъема бурового крюка?
3. В каких пределах устанавливается минимальная скорость бурового крюка?
4. Из каких условий выбирается диаметр барабана буровой лебедки?
5. Из каких условий выбирается длина барабана буровой лебедки?

Таблица 7.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 7 "Определение средней скорости подъема бурового крюка и грузоподъемности буровой лебедки".

№ варианта	Диаметр бочки барабана, D_b , мм	Длина бочки барабана, B_b , мм	Оснастка	Диаметр талевого каната, d_k , мм	Частота вращения вала барабана лебедки, n_b , об/мин
1	750	1350	5x6	35	60
2	835	1445	5x6	35	111
3	600	862	5x6	28	350
4	700	1200	4x5	28	225
5	750	1350	5x6	32	90
6	800	1030	5x6	32	120
7	935	1540	6x7	38	280
8	835	1445	6x7	38	150
9	935	1540	4x5	30	200
10	700	1200	4x5	30	310

Практическая работа № 8

Определение усилия в рукоятке ленточного тормоза. Проверочный расчет тормозных лент.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться рассчитывать тормозное усилие ленточного тормоза буровой лебедки.
- 1.2. Научиться производить проверочные расчеты на прочность деталей ленточного тормоза.

2. Общие теоретические сведения

Тормозные системы буровых лебедок предназначены для:

- создания усилия в ведущей струне, обеспечивающего надежное удерживание в статическом состоянии колонны максимального веса, на который рассчитаны установки;
- поглощения мощности при спуске колонны на длину одной свечи с наибольшей допустимой скоростью, контролируемой торможением, и остановки в конце спуска;
- плавной подачи буровой колонны по мере углубления скважины при бурении за счет регулирования тормозного момента.

Наиболее ответственной, с точки зрения безопасности, является ленточно-колодочная тормозная система лебедки (оперативная), которая должна воспринимать и гасить все ожидаемые нагрузки на крюке. Буровые лебедки оборудуются двумя видами тормозов: ленточно-колодочным механическим, служащим для торможения и полной остановки барабана во время спуска труб в скважину, а также при подаче бурильной колонны в процессе бурения; регулирующими тормозными устройствами для замедления скорости спуска колонн, при этом регулирующий тормоз поглощает часть освобождающейся при спуске энергии, в результате чего на долю ленточного тормоза остается только остановка колонны при ее посадке на ротор. Этими тормозами можно регулировать скорость спуска колонн.

По конструктивному выполнению и кинематическим схемам управления ленточные тормоза буровых лебедок выполняются довольно разнообразно, хотя принципиальное устройство тормозов разных конструкций мало отличается друг от друга (см. рисунок 8.1).

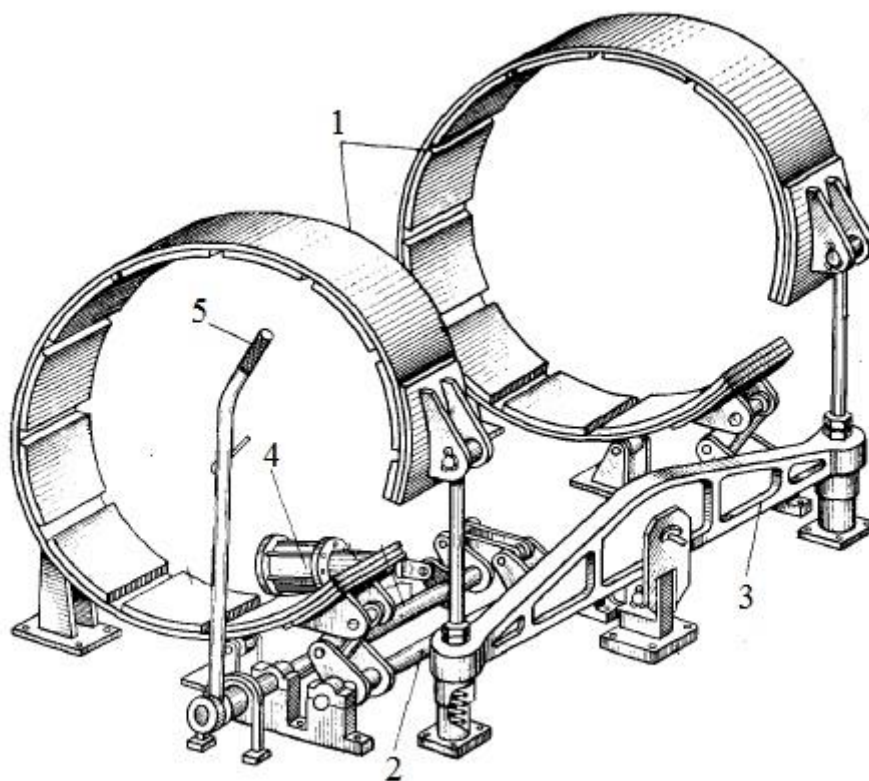


Рисунок 8.1 – Типовой ленточный тормоз буровой лебедки:

1 – тормозная лента; 2 – кривошипный вал; 3 – балансир; 4 – пневмоцилиндр;
5 – рычаг.

В ленточных тормозах буровых лебедок набегающий корец ленты необходимо прикреплять к балансиру лебедки, а подвижный к коленчатому валу, на который действует только сила натяжения сбегавшего конца ленты, создающая на нем момент M_T . Этот момент уравнивается моментом, создаваемым силой, прикладываемой к тормозному рычагу, и моментом, создаваемым силой, приложенной к кривошипу коленчатого вала штоком пневмоцилиндра.

Тормозной рычаг должен иметь угол поворота не более 90° , так как при длине рычага 1,0 – 1,2 м рабочий не может перемещать его на большой угол. Преимущество ленточных тормозов - простота их конструкции и прогрессивное увеличение тормозного момента по мере поворота рычага.

Ленту тормоза выполняют из стальной полосы шириной 0,15 – 0,3 м, толщиной 3 – 6 мм, облицованной с внутренней части тормозными колодками из фрикционного материала. Тормозные колодки изготавливают стандартных размеров из различных фрикционных материалов: тканые, из прессованного асбестового волокна с металлической сеткой или специальных пластмасс и других фрикционных материалов. Материал для изготовления тормозных колодок должен обладать высоким коэффициентом трения (0,4 – 0,5), большой прочностью, теплостойкостью, обеспечивать небольшой износ колодок и тормозного шкива и хороший отвод теплоты.

Механизмы управления тормозами различных конструкций: с непосредственным или дистанционным управлением, с жесткими механическими связями. Наиболее просты и надежны рычажные механизмы: с рычагом, воздействующим непосредственно на колесчатый вал, с которым соединены тормозные ленты.

Во всех системах различными конструктивными средствами обеспечивают в начале торможения при небольшом повороте тормозного рычага большее перемещение тормозных лент и меньший выигрыш в силе торможения, а в конце торможения, наоборот, больший выигрыш в силе при меньшем перемещении лент.

3. Задание

Для данных условий определить усилие торможения, которое необходимо приложить к рукоятке ленточного тормоза буровой лебедки. Проверить на прочность тормозные ленты и проверить на срез заклепки. Проверить тормозные колодки по допускаемому давлению. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 8.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- нагрузка на крюке $Q_{кр}$;
- масса поднимаемого оборудования $Q_{об}$;
- оснастка талевого системы;
- угол охвата тормозного шкива лентой α ;
- расчетный диаметр барабана лебедки $D_{расч}$;
- диаметр тормозного шкива $D_{тш}$;
- ширина тормозной ленты B .

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить число рабочих струн (ветвей) n талевого системы по формуле:

$$n = n_{шк.тб} + n_{шк.кб} - 1,$$

где $n_{шк.тб}$ – количество шкивов талевого блока;

$n_{шк.кб}$ – количество шкивов кронблока.

2. Определить натяжение ходового конца талевого каната $P_{хк}$ по формуле:

$$P_{хк} = (Q_{кр} + Q_{об}) \cdot g \cdot \frac{\beta^n (\beta - 1)}{\beta^n - 1},$$

где $Q_{кр}$ – нагрузка на крюке;

$Q_{об}$ – масса поднимаемого оборудования талевого системы;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

β – коэффициент сопротивления шкива, $\beta = 1,04$.

3. Определить вращающий момент на барабане лебедки M_6 по формуле:

$$M_6 = P_{\text{хк}} \cdot D_{\text{расч}} / 2,$$

где $D_{\text{расч}}$ – расчетный диаметр барабана лебедки.

4. Определить окружное тормозное усилие F_T на тормозных шкивах, приняв, что вращающий момент на барабане лебедки M_6 уравнивается тормозным моментом M_T на ее шкивах, $M_6 = M_T$.

$$F_T = 2 \cdot M_T / D_{\text{тш}} = 2 \cdot M_6 / D_{\text{тш}},$$

где $D_{\text{тш}}$ – диаметр тормозного шкива.

5. Угол охвата тормозного шкива лентой α необходимо перевести в радианы по формуле:

$$\alpha(\text{рад.}) = \alpha(\text{град.}) \cdot \pi / 180^\circ.$$

6. Определить натяжение набегающих концов тормозных лент T по формуле:

$$T = k \cdot F_T \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

где k – коэффициент запаса, $k = 1,2$;

e – основание натурального логарифма, $e = 2,72$;

μ – коэффициент трения колодок, $\mu = 0,4$;

α – угол охвата тормозного шкива лентой, рад.

7. Определить натяжение сбегающих концов тормозных лент t по формуле:

$$t = \frac{T}{e^{\mu\alpha}}.$$

8. Определить момент на коленчатом валу тормоза M_k по формуле:

$$M_k = t \cdot r,$$

где r – радиус кривошипа коленчатого вала тормоза, $r = 50 \text{ мм}$.

9. Определить усилие P , необходимое для торможения подъемного вала буровой лебедки по формуле:

$$P = \frac{M_k - q_p \cdot L}{l \cdot \eta_{\text{оп}}},$$

где q_p – вес рукоятки, $q_p = 500 \text{ Н}$;

L – расстояние от центра тяжести тормозной рукоятки до оси коленчатого вала,

$L = 0,8 \text{ м}$;

$\eta_{\text{оп}}$ – потери на трение в опорах, $\eta_{\text{оп}} = 0,98$;

$l = R \cdot \cos 30^\circ$,

где R – длина рукоятки, $R = 1,4 \text{ м}$.

10. По результатам расчета сделать выводы.

11. Для проверки на прочность тормозных лент необходимо определить площадь их поперечного сечения F_l по формуле:

$$F_l = \delta \cdot B,$$

где δ – толщина ленты, $\delta = 6 \text{ мм}$;

B – ширина тормозной ленты.

12. Определить нормальные напряжения, возникающие в поперечном сечении ленты при ее растяжении. При этом учесть, что торможение производится двумя лентами.

$$\sigma_p = T / (2 \cdot F_l).$$

13. Сравнить полученное значение σ_p с допускаемым $[\sigma_p]$:

$$\sigma_p < [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое нормальное напряжение на растяжение материала лент. Для лент, изготовленных из стали марки Ст50, $[\sigma_p] = 140$ МПа.

14. Аналогичный проверочный расчет произвести и для случая обрыва одной ленты. В этом случае учесть, что торможение производится одной лентой. По результатам расчета сделать выводы.

15. Произвести проверочный расчет заклепок на срез. Конец тормозной ленты закреплена двенадцатью заклепками, работающими на двойной срез. Определить напряжения среза $\tau_{ср}$ в заклепках по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{t}{2 \cdot n \cdot \delta \cdot d_3},$$

где n – количество заклепок в соединении, $n = 12$;

d_3 – диаметр заклепок, $d_3 = 14$ мм;

16. Сравнить полученное значение $\tau_{ср}$ с допускаемым $[\tau_{ср}]$:

$$\tau_{ср} < [\tau_{ср}],$$

где $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза материала заклепок. Для заклепок, изготовленных из стали марки Ст3, $[\tau_{ср}] = 50$ МПа.

17. По результатам расчета сделать выводы.

18. Произвести проверочный расчет тормозных колодок по допускаемому давлению. Определить максимальное p_{max} и минимальное p_{min} давления тормозных колодок на шкивы по формулам:

$$p_{max} = T / (B \cdot D_{тш});$$

$$p_{min} = t / (B \cdot D_{тш}).$$

19. Определить среднее удельное давление $p_{ср}$ колодок на тормозной шкив по формуле:

$$p_{ср} = (p_{max} + p_{min})/2.$$

20. Среднее удельное давление колодок на тормозной шкив $p_{ср}$ зависит от свойств выбранных материалов шкивов и колодок тормозных лент, но его значение должно находиться в следующих пределах:

$$0,1 \leq p_{ср} \leq 0,7 \text{ МПа.}$$

Произвести сравнение удельное давление колодок на тормозной шкив $p_{ср}$ и по результатам сравнения сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены тормозные системы буровых лебедок?
2. Куда крепятся концы тормозных лент у ленточного тормоза буровой лебедки?
3. Какую функцию выполняет тормозной пневмоцилиндр? Каков принцип его работы?
4. Какими свойствами должен обладать материал для изготовления тормозных колодок?
5. Для чего проверяют тормозные колодки на среднее удельное давление?

Таблица 8.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 8 "Определение усилия в рукоятке ленточного тормоза. Проверочный расчет тормозных лент".

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Нагрузка на крюке, $Q_{кр}$, т	32	38	40	44	48	52	56	62	70	73
Вес поднимаемого оборудования, $Q_{об}$, т	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1
Оснастка	2x3	2x3	2x3	3x4	3x4	3x4	3x4	4x5	4x5	4x5
Угол охвата тормозного шкива лентой, α , град	260	260	270	270	270	280	280	280	290	290
Расчетный диаметр барабана лебедки, $D_{расч}$, мм	780	780	780	800	800	800	800	840	840	840
Диаметр тормозного шкива, $D_{тш}$, мм	900	900	900	1000	1000	1000	1000	1120	1120	1120
Ширина тормозной ленты, B , мм	230	230	230	250	250	250	250	270	270	270

Практическая работа № 9

Кинематический расчет ротора.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться рассчитывать частоту вращения стола ротора.
- 1.2. Научиться осуществлять регулирование частоты вращения стола ротора.

2. Общие теоретические сведения

Ротор – один из основных механизмов буровой установки. Она предназначен для вращения вертикально подвешенной бурильной колонны с частотой 30 – 300 об./мин. при роторном способе бурения или восприятия реактивного крутящего момента при бурении забойными двигателями. Ротор также служит для поддержания на весу колонн бурильных или обсадных труб при помощи установленного на его столе элеватора.

Привод роторов осуществляется от буровой лебедки цепной или карданной передачей, а также от специального индивидуального привода.

Выбор частоты вращения стола ротора осуществляется в соответствии с требованиями, предъявляемыми технологией бурения. Наибольшая частота вращения ограничивается критической частотой вращения буровых долот $n_{max} \leq 250 \text{ мин}^{-1}$. Опыт показывает,

что при дальнейшем увеличении n ухудшаются показатели работы долот. Кроме того, с ростом n увеличиваются центробежные силы, вызывающие про дольный изгиб бурильной колонны, приводящий к усталостному разрушению в резьбовых соединениях. Наименьшая $n_{\text{pmin}} = 15 - 20 \text{ мин}^{-1}$ используется при бурении глубокозалегающих абразивных и весьма твердых пород, забурировании и калибровке ствола скважины, периодическом проворачивании бурильной колонны с целью устранения прихвата при бурении с забойными двигателями, ликвидации аварий. С учетом этих требований наименьшая частота вращения стола ротора $n_{\text{pmin}} = 15 - 50 \text{ об/мин}$.

Отношение предельных значений частоты вращения определяет *диапазон ее регулирования*:

$$R_n = n_{\text{max}}/n_{\text{min}} .$$

На скоростную характеристику ротора существенно влияет тип используемого привода. Предпочтительным является электропривод постоянного тока, обеспечивающий бесступенчатое изменение частоты вращения стола ротора в необходимом диапазоне регулирования. При дизельном приводе и электроприводе переменного тока используются механические передачи, осуществляющие ступенчатое регулирование частоты вращения стола ротора. Число скоростей ротора должно быть достаточным для удовлетворения требований бурения. Однако при групповом приводе с буровой лебедкой ротор обычно имеет три – четыре скорости. В этом случае пользуются сменными цепными звездочками, с помощью которых число скоростей ротора может увеличиваться согласно следующей зависимости:

$$z = z_{\text{к}}^m ,$$

где z – число скоростей ротора;

$z_{\text{к}}$ – число скоростей, передаваемых от буровой лебедки;

m – число сменных цепных звездочек на приводном валу ротора.

Для *обратного вращения* (реверса) достаточно одной или двух передач, обеспечивающих вращение стола ротора с частотой 15 – 50 об/мин, необходимой для работы с трубами и ловильным инструментом, имеющими левую резьбу. При электрическом приводе вследствие реверсирования двигателей ротор имеет одинаковые частоты при прямом и обратном вращении.

3. Задание

Привод бурового ротора осуществляется от буровой лебедки цепной передачей. Для данной схемы (см. рисунок 9.1) определить частоту вращения ведущего вала и стола ротора. Определить число зубьев сменной цепной звездочки на приводном валу ротора, если необходимая частота вращения стола ротора $n'_c = 20 \text{ об/мин}$. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 9.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- частота вращения подъемного вала лебедки $n_{\text{л}}$;
- число зубьев звездочки на подъемном валу лебедки $z_{\text{л}}$;
- число зубьев звездочки на ведущем валу ротора $z_{\text{р}}$;
- передаточное число ротора $u_{\text{р}}$.

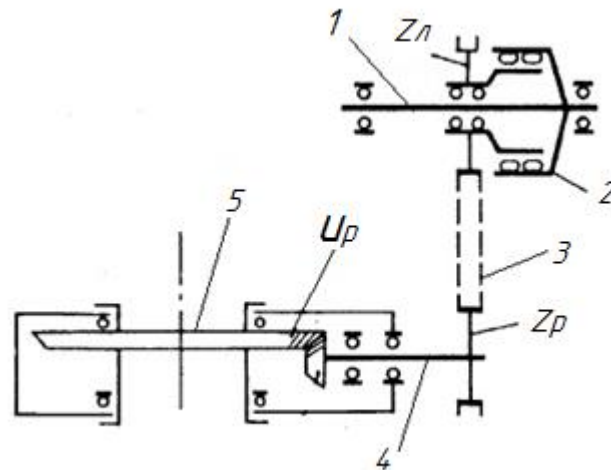


Рисунок 9.1 – Расчетная схема к практической работе № 9 "Кинематический расчет ротора":

1 – подъемный вал буровой лебедки; 2 – шинно-пневматическая муфта; 3 – цепная передача; 4 – ведущий вал ротора; 5 – стол ротора

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить передаточное число цепной передачи трансмиссии ротора $u_{ц}$ по формуле:

$$u_{ц} = z_p / z_{л},$$

где z_p – число зубьев звездочки на ведущем валу ротора;

$z_{л}$ – число зубьев звездочки на подъемном валу лебедки.

2. Определить частоту вращения ведущего вала ротора n_v по формуле:

$$n_v = n_{л} / u_{ц},$$

где $n_{л}$ – частота вращения подъемного вала лебедки.

3. Определить частоту вращения стола ротора по формуле:

$$n_c = n_v / u_p.$$

4. Определить число зубьев сменной цепной звездочки на приводном валу ротора, если необходимая частота вращения стола ротора $n'_c = 20$ об/мин. (Алгоритм и формулы для решения данного задания обучающийся должен вывести самостоятельно).

5. По результатам выполнения работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены буровые роторы?

2. Чем определяется максимальная частота вращения стола ротора?

3. Как осуществляется привод бурового ротора?

4. Для чего предназначены сменные цепные звездочки ведущего вала ротора?

5. Как определить число скоростей вращения стола ротора, если известны число скоростей, передаваемых от буровой лебедки и число сменных цепных звездочек на приводном валу ротора ?

Таблица 9.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 9 "Кинематический расчет ротора".

№ варианта	Частота вращения подъемного вала лебедки, $n_{л}$, об/мин	Число зубьев звездочки на подъемном валу лебедки, $z_{л}$	Число зубьев звездочки на ведущем валу ротора, $z_{р}$	Передаточное число ротора, $u_{р}$
1	90	40	21	3,15
2	85	37	26	2,7
3	95	35	22	3,61
4	80	32	25	3,13
5	74	42	26	3,81
6	100	28	22	3,96
7	83	30	21	3,81
8	76	25	25	3,13
9	98	38	22	3,61
10	92	26	21	2,7

Практическая работа № 10

Статические нагрузки на стол ротора.

1. Цель работы:

1.1. Научиться определять статическую грузоподъемность основной опоры стола ротора.

1.2. Научиться производить проверочные расчеты на прочность основной опоры стола ротора.

2. Общие теоретические сведения

К основным параметрам бурового ротора относятся:

- диаметр проходного отверстия и столе ротора;
- допускаемая статическая нагрузка на стол;
- частота вращения стола ротора;
- мощность ротора;
- максимальный вращающий момент.

Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора должна быть достаточной для удержания в неподвижном состоянии наиболее тяжелой обсадной колонны, применяемой в заданном диапазоне глубин бурения. В большинстве случаев более тяжелыми оказываются промежуточные обсадные колонны, вес которых для некоторых конструкций скважины приближается к значению допустимой нагрузки на крюке буровой установки. В связи с этим паспортное значение допустимой статической нагрузки на стол ротора обычно совпадает с допустимой нагрузкой на крюке, принятой для буровых установок соответствующего класса.

Наряду с этим допустимая статическая нагрузка P не должна превышать статической грузоподъемности подшипника основной опоры стола ротора C_0 :

$$G_{\max} < P < C_0,$$

где G_{\max} – сила тяжести наиболее тяжелой колонны обсадных труб, применяемой в заданном диапазоне глубин бурения.

Статическая грузоподъемность основной опоры ротора, как правило, принимается равной максимальной допускаемой нагрузке на крюке и определяется исходя из прочностной и геометрической характеристики элементов опоры (числа и диаметра шаров) по формуле:

$$C_o = 49,0 \cdot Z \cdot D_{\text{ш}}^2 \cdot \sin \alpha .$$

При $\alpha = 45^\circ$ имеем:

$$C_o = 34,6 \cdot Z \cdot D_{\text{ш}}^2 ,$$

где Z - число шаров;

$D_{\text{ш}}$ - диаметр шаров, мм.

Подшипники, применяемые в основной опоре стола буровых роторов подбирают по диаметру проходного отверстия. Так, упорно-радиальные шариковые подшипники, выбранные по диаметру проходного отверстия стола ротора, обеспечивают более чем 1,5-кратный запас по отношению к допустимой статической нагрузке на стол ротора.

3. Задание

Проверить основную опору стола ротора на статическую нагрузку. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 10.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- условная глубина бурения H ;
- вес одного погонного метра обсадной трубы q_o ;
- марка подшипника основной опоры стола ротора.

4. Последовательность выполнения работы

1. Произвести расчет веса обсадной колонны G_o по формуле:

$$G_o = H \cdot q_o \cdot g ,$$

где H – условная глубина бурения;

q_o – вес одного погонного метра обсадной трубы;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

2. Определить силу R , действующую на тела качения основной опоры по формуле:

$$R = G_o / \cos \alpha ,$$

где α – угол наклона линии давления к вертикали, $\alpha = 45^\circ$.

3. Определить силу P , действующую на один шар опоры по формуле:

$$P = R / K \cdot Z ,$$

где K – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шарами, $K = 0,8$;

Z – количество шаров в опоре, взять в таблице Приложения Е в соответствии с маркой подшипника.

4. Определить максимальное напряжение σ , возникающее в поперечных сечениях шаров опоры по формуле:

$$\sigma = \frac{4100}{v_1 \cdot v_2} \cdot \sqrt{P \cdot \left(\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2} ,$$

где v_1 и v_2 – коэффициенты, учитывающие кривизну тел в месте их взаимного касания, $v_1 = 2,77$, $v_2 = 0,488$;

r_1 – радиус шара, $r_1 = d/2$ взять в таблице Приложения Е в соответствии с маркой подшипника;

r_2 – радиус закругления беговой дорожки, $r_2 = r_1 + 2$ мм.

5. Определить коэффициент запаса прочности $k_{зп}$ тел качения основной опоры по формуле:

$$k_{зп} = \sigma_{\max} / \sigma,$$

где σ_{\max} – допускаемое напряжение материала шариков опоры, для шарикоподшипниковой стали $\sigma_{\max} = 4900$ МПа.

6. Сравнить коэффициент запаса прочности $k_{зп}$ с допускаемой величиной:

$$k_{зп} \geq 1,2.$$

7. Сделать выводы по результатам сравнения.

5. Контрольные вопросы

1. Какие параметры бурового ротора относятся к основным?
2. В соответствии с каким параметром выбирается паспортное значение допустимой статической нагрузки на стол ротора?
3. Какие нагрузки испытывает основная опора стола ротора?
4. Какой тип подшипников применяется в качестве основной опоры стола ротора?
5. По какому параметру подбирают подшипники для стола ротора?

Таблица 10.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 10 "Статические нагрузки на стол ротора".

№ варианта	Условная глубина бурения, H , м	Вес одного погонного метра обсадной трубы, q_0 , кг/м	Марка подшипника основной опоры стола ротора
1	2000	46,5	91682/750X
2	3500	47,2	1687/770X
3	3000	22,3	1687/1060
4	4500	29,0	91682/750X
5	4000	24,9	1687/770X
6	4700	51,5	1687/1060
7	3200	24,0	1687/1400
8	4200	31,6	91682/750X
9	2700	29,1	1687/770X
10	2500	35,0	1687/1060

Практическая работа № 11

Построение графика подачи двухцилиндрового насоса двухстороннего действия.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться определять теоретическую подачу поршневого насоса.
- 1.2. Научиться выравнивать подачу поршневого насоса.
- 1.3. Закрепление навыков построения и работы с графиками.

2. Общие теоретические сведения

Под термином *подача насоса* принято понимать количество жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод за определенное время.

В теории насосов используют понятия *мгновенная подача* насоса и *средняя подача*. *Мгновенная подача* насоса – это бесконечно малый объём жидкости dQ , подаваемый насосом за бесконечно малый промежуток времени dt .

Значение мгновенной подачи насоса от угла поворота кривошипа наглядно иллюстрирует *график подачи*.

Движение поршня является функцией угла поворота кривошипа. Если рассматривать подачу в единицу времени, то подача будет равна произведению скорости движения поршня на его площадь.

$$Q_{\text{мгн}} = F_{\text{п}} \cdot v_{\text{п}} = F_{\text{п}} \cdot \omega \cdot r \cdot \sin\varphi,$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения поршня;

$v_{\text{п}}$ – скорость поршня;

ω – угловая скорость вращения кривошипа;

r – длина кривошипа;

φ – угол поворота кривошипа.

График изменения скорости поршня в зависимости от угла поворота кривошипа изменяется по синусоидальному закону – от 0 до максимума при повороте кривошипа на 90° и снова до 0 при угле поворота кривошипа от 90° до 180° . Таким образом, подача насоса одностороннего действия носит циклический (пульсирующий) характер. Графически это выражено синусоидой, расположенной по одну сторону от оси абсцисс, по которой отложены углы поворота кривошипа. По оси ординат откладываются значения мгновенной подачи (см. рисунок 11.1).

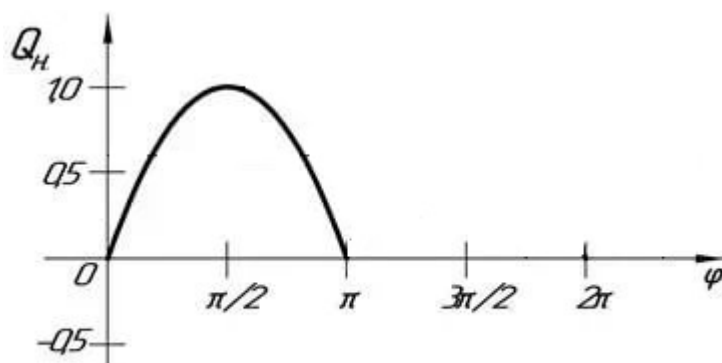


Рисунок 11.1 – График изменения мгновенной подачи насоса одностороннего действия

Неравномерность подачи является одним из основных недостатков поршневых насосов, так как при этом в проточной части насоса и в трубопроводах (всасывающем и напорном) перекачиваемая среда имеет неустановившееся движение, в результате чего возникает инерционный напор, который периодически изменяет давление под поршнем, что приводит к ухудшению работы установки.

Существует несколько способов уменьшения неравномерности движения жидкости в системе, соединенной с поршневым насосом. Одним из них является применение поршневых насосов двустороннего действия, у которых камеры с клапанами располагаются по обе стороны цилиндра и поэтому движение поршня в любую сторону является рабочим: циклу всасывания в левой камере соответствует цикл нагнетания в правой, и наоборот.

При построении графика изменения подачи поршневого насоса двустороннего действия, пользуясь теми же методами, получим две синусоиды (см. рисунок 11.2).

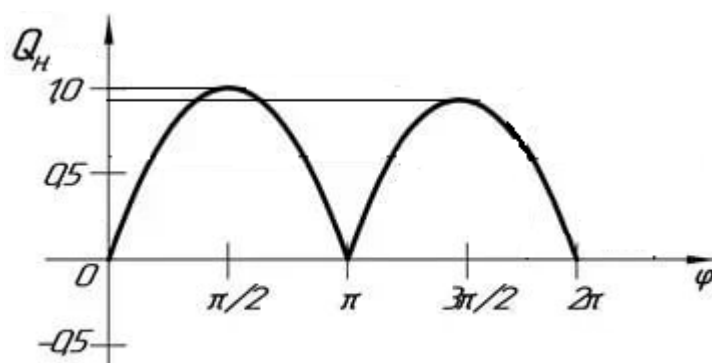


Рисунок 11.2 – График изменения мгновенной подачи насоса двустороннего действия

Подача поршневого насоса двустороннего действия почти вдвое больше подачи насоса одностороннего действия тех же геометрических размеров.

Другим весьма эффективным способом является использование многопоршневых насосов с параллельным включением цилиндров, поршни которых приводятся в движение от общего коленчатого вала. Кривошипные двухпоршневые насосы, развернуты относительно друг друга на 90° , а у трехпоршневого насоса, состоящего из трех насосов одностороннего действия, кривошипные расположены по отношению друг к другу под углом 120° . Когда в одном цилиндре происходит всасывание, в другом идет нагнетание.

3. Задание

Для данных условий построить график подачи двухцилиндрового бурового насоса двустороннего действия. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 11.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- диаметр поршня D ;
- диаметр штока d ;
- длина хода поршня s ;
- число двойных ходов поршня n .

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить мгновенную подачу первого цилиндра бурового насоса в зависимости от угла поворота кривошипа φ . Принять, что нагнетание из поршневой области цилиндра происходит при $0 \leq \varphi < 180^\circ$, а нагнетание из штоковой области цилиндра происходит при $180^\circ \leq \varphi < 360^\circ$.

2. Определить мгновенную подачу из поршневой области цилиндра $Q_{п}^I(\varphi)$ по формуле:

$$Q_{п}^I(\varphi) = \frac{\pi^2 \cdot n \cdot s \cdot D^2}{240} \cdot \sin \varphi ,$$

где n – число двойных ходов поршня;

s – длина хода поршня;

D – диаметр поршня.

Полученную функцию лучше записать в виде $Q_{п}^I(\varphi) = A \cdot \sin \varphi$,

где $A = \frac{\pi^2 \cdot n \cdot s \cdot D^2}{240}$.

3. Определить значения функции $Q_{п}^I(\varphi) = A \cdot \sin \varphi$ для значений угла φ от 0 до 180° с шагом в 30° . Значения $\sin \varphi$ при вычислениях можно взять из таблицы 11.1. Значение подачи выразить в л/с.

Таблица 11.1 – Значения синусов для некоторых углов.

φ	0° 360°	30° 330°	60° 300°	90° 270°	120° 240°	150° 210°	180°
$\sin \varphi$	0	0,5	0,87	1	0,87	0,5	0

4. Определить мгновенную подачу из штоковой области цилиндра $Q_{ш}^I(\varphi)$ по формуле:

$$Q_{ш}^I(\varphi) = \frac{\pi^2 \cdot n \cdot s \cdot (D^2 - d^2)}{240} \cdot \sin \varphi ,$$

где d – диаметр штока.

Полученную функцию лучше записать в виде $Q_{ш}^I(\varphi) = B \cdot \sin \varphi$,

где $B = \frac{\pi^2 \cdot n \cdot s \cdot (D^2 - d^2)}{240}$.

5. Определить значения функции $Q_{ш}^I(\varphi) = B \cdot \sin \varphi$ для значений угла φ от 180° до 360° с шагом в 30° . Значения $\sin \varphi$ при вычислениях можно взять из таблицы 11.1. Значение подачи выразить в л/с.

6. Результаты полученных вычислений занести в таблицу (см. таблицу 11.2).

Таблица 11.2 – Результаты вычислений

φ	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°	360°
$Q^I(\varphi)$, л/с.													
$Q^{II}(\varphi)$, л/с.													

7. По данным таблицы построить график изменения мгновенной подачи $Q^I(\varphi)$ первого цилиндра в пределах одного оборота кривошипа. При построении графика по оси x отложить значение угла φ (в 1 см – 30°), по оси y отложить значение мгновенной подачи $Q^I(\varphi)$ (в 1 см – 10 л/с).

8. Для построения графика изменения мгновенной подачи второго цилиндра $Q^{II}(\varphi)$ необходимо заполнить таблицу значений мгновенной подачи для второго цилиндра (см. таблицу 11.2). Для заполнения таблицы в том случае не надо выполнять вычисления. Достаточно значения подач $Q^I(\varphi)$ перенести в строке на угол 90° .

9. Под первым графиком построить график изменения мгновенной подачи $Q^{II}(\varphi)$ второго цилиндра в пределах одного оборота кривошипа. При построении графика достаточно график изменения мгновенной подачи первого цилиндра $Q^I(\varphi)$ сместить по оси x на 90° , так как угол смещения кривошипов цилиндров равен 90° . Построенные графики будут выглядеть так, как показано на рисунке 11.3.

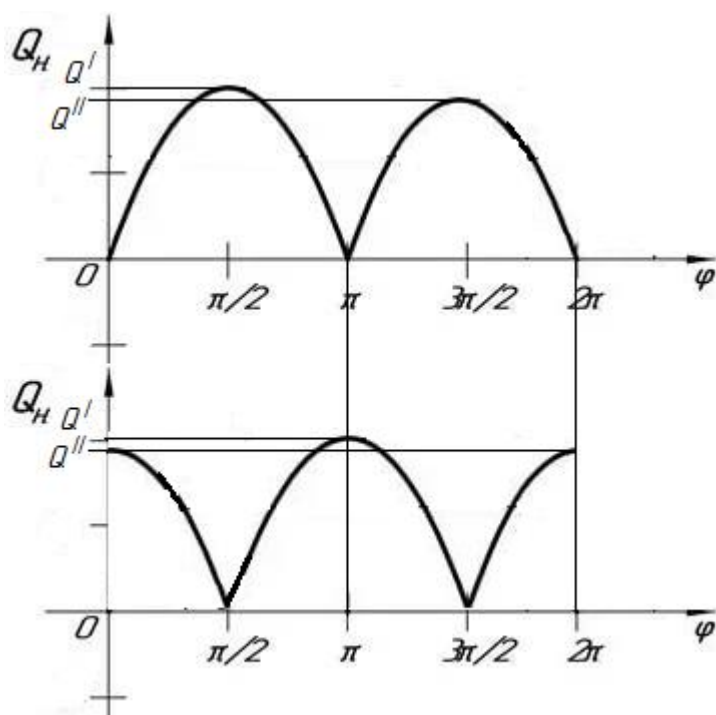


Рисунок 11.3 – График изменения мгновенной подачи каждого цилиндра двухпоршневого насоса двустороннего действия.

10. Под вторым графиком построить график мгновенной подачи $Q(\varphi)$ всего насоса, являющийся суммой первого и второго графиков. Для этого для каждого угла φ с шагом в 30° суммируем значения мгновенных подач из первого и второго графиков.

$$Q(\varphi) = Q^I(\varphi) + Q^{II}(\varphi).$$

Полученные точки соединяем плавной кривой линией.

11. По результатам выполненной практической работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Как определяется подача насосов двустороннего действия за один ход?
2. Как называется кривая линия, по которой изменяется подача поршневого насоса?

Почему изменение подачи насоса происходит именно по этой кривой?

3. Почему подача насоса из поршневой полости меньше подачи из штоковой полости насоса?

4. Почему построение графика подачи второго цилиндра двухцилиндрового насоса производится со смещением на угол в 90° ?

5. Удастся ли полностью выровнять подачу насоса? Какие дополнительные устройства применяются для достижения этой цели?

Таблица 11.3 – Исходные данные к выполнению практической работы № 11 "Построение графика подачи двухцилиндрового насоса двухстороннего действия".

№ варианта	Число двойных ходов поршня, n , об/мин	Длина хода поршня, s , м	Диаметр цилиндра, D , м	Диаметр штока, d , м
1	135	0,25	0,18	0,06
2	90	0,3	0,14	0,06
3	120	0,25	0,12	0,06
4	60	0,45	0,2	0,085
5	95	0,25	0,12	0,065
6	65	0,4	0,2	0,07
7	120	0,2	0,12	0,065
8	135	0,2	0,13	0,07
9	70	0,25	0,11	0,065
10	65	0,3	0,18	0,085

Практическая работа № 12

Определение коэффициента подачи и мощности привода насоса.

1. Цель работы:

1.1. Научиться определять действительную подачу бурового насоса в зависимости от технологии бурения.

1.2. Научиться рассчитывать диаметр цилиндрических втулок для получения необходимой подачи насоса.

1.3. Научиться производить расчет мощности двигателя для привода бурового насоса.

2. Общие теоретические сведения

Буровые насосы предназначены для подачи в скважину бурового раствора с целью очистки забоя и ствола от выбуренной породы (шлама) и выноса на дневную поверхность, охлаждения породоразрушающего инструмента и привода в действие гидравлических забойных двигателей.

Рабочее давление создаваемое буровыми насосами может варьироваться до 30 МПа в зависимости от диаметра подобранных поршней и оборотов насоса. Приводится буровой насос от двигателя внутреннего сгорания через понижающий редуктор, или от электродвигателя.

Показатели назначения бурового насоса определяются *основными параметрами*, в качестве которых выступают приводная мощность ($N_{\text{п}}$), полезная (гидравлическая) мощность ($N_{\text{г}}$), наибольшее давление (p_{max}), наибольшая подача (Q_{max}). Указанные параметры регламентируются ГОСТ 6031-81 или техническими условиями.

Гидравлическая мощность насоса (теоретическая) обуславливает подачу и развиваемое давление и определяется

$$N_{\text{г}} = Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}} = Q_{\text{max}} \cdot p_{\text{min}} = Q_{\text{min}} \cdot p_{\text{max}}.$$

Из этой зависимости становится понятным стремление при рациональном режиме бурения сохранять произведение $Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}$ постоянным. По мере углубления скважины следует постоянно увеличивать $p_{\text{н}}$ и уменьшать $Q_{\text{н}}$ и стремиться к неизменному $Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}$. Однако производительность буровых насосов и давление на их выкиде изменяются степенчато за счет изменения диаметра цилиндра D , что достигается применением цилиндрических втулок различных диаметров. Увеличение $p_{\text{н}}$ и уменьшение $Q_{\text{н}}$ можно также получить при изменении числа двойных ходов n поршня в единицу времени. Это достигается регулированием числа оборотов двигателя или путем изменения диаметра шкива клиноременной передачи на двигателе.

Из-за механических потерь в механизме насоса, а также гидравлических потерь приводная мощность насосной установки $N_{\text{н}}$ должна быть больше гидравлической

$$N_{\text{н}} = N_{\text{г}} / \eta_{\text{н}},$$

где $\eta_{\text{н}}$ – КПД насосной установки, учитывающий механические и гидравлические потери.

3. Задание

Для данных условий определить подачу, мощность и напор бурового насоса. Определить мощность приводного электродвигателя бурового насоса. Определить необходимый диаметр цилиндрических втулок. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 12.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- диаметр долота $D_{\text{д}}$;
- диаметр утяжеленных бурильных труб (УБТ) $d_{\text{убт}}$;
- способ бурения;
- плотность бурового раствора $\rho_{\text{бр}}$;
- давление нагнетания $p_{\text{н}}$;
- длина хода поршня S ;
- число двойных ходов n ;
- диаметр штока (в зависимости от типа насоса) d ;
- коэффициент объемной подачи насоса $\eta_{\text{о}}$;
- тип насоса.

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить площадь кольцевого поперечного сечения скважины $F_{\text{к}}$ по формуле:

$$F_{\text{к}} = \pi \cdot (k \cdot D_{\text{д}}^2 - d_{\text{убт}}^2) / 4,$$

где $D_{\text{д}}$ – диаметр долота;

$d_{\text{убт}}$ – диаметр УБТ;

k – коэффициент кавернозности, $k = 1,3$.

2. Определить действительную подачу бурового насоса $Q_{\text{д}}$ по формуле:

$$Q_{\text{д}} = v_{\text{п}} \cdot F_{\text{к}},$$

где $v_{\text{п}}$ – скорость движения бурового раствора в кольцевом пространстве (зависит от режима бурения). При роторном способе бурения $v_{\text{п}} = 0,9 \dots 1,0$ м/с, при турбинном способе бурения $v_{\text{п}} = 1,1 \dots 1,2$ м/с.

3. Определить теоретическую подачу бурового насоса Q_T по формуле:

$$Q_T = Q_d / \eta_o,$$

где η_o – коэффициент объемной подачи насоса.

4. В зависимости от типа насоса определить диаметр цилиндрической втулки для получения данной подачи по формулам:

для двухпоршневых насосов двустороннего действия – $D = \sqrt{\frac{120 \cdot Q_T}{\pi \cdot S \cdot n \cdot K} + \frac{d^2}{2}}$;

для трехпоршневых насосов одностороннего действия – $D = \sqrt{\frac{240 \cdot Q_T}{\pi \cdot S \cdot n \cdot K}}$,

где S – длина хода поршня;

n – число двойных ходов;

K – количество цилиндров насоса.

5. Определить напор насоса H по формуле:

$$H = p_n / (\rho_{бр} \cdot g),$$

где p_n – давление нагнетания насоса;

$\rho_{бр}$ – плотность бурового раствора;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

6. Определить полезную мощность насоса N_n по формуле:

$$N_n = p_n \cdot Q_d.$$

7. Определить эффективную мощность насоса $N_{эф}$, т.е. мощность на валу насоса по формуле:

$$N_{эф} = N_n / \eta ,$$

8. Определить мощность приводного двигателя $N_{дв}$ по формуле:

$$N_{дв} = k_n \cdot N_{эф} / \eta_n,$$

где k_n – коэффициент, учитывающий возможную перегрузку двигателя во время работы, принимается из интервала $k_n = 1,1 \dots 1,25$;

η_n – КПД передач между двигателем и насосом, принимается из интервала $\eta_n = 0,95 \dots 0,98$.

9. По результатам выполненной практической работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Какие параметры бурового насоса являются основными?

2. Каким образом регулируется подача бурового насоса? Какой способ регулирования подачи является наиболее распространенным?

3. Почему действительная подача насоса меньше теоретической? Что характеризует коэффициент объемной подачи насоса?

4. Каковы возможные потери энергии при передаче движения от трансмиссионного вала насоса к поршню? Как называется мощность на трансмиссионном валу насоса?

5. Удастся ли полностью выровнять подачу насоса? Какие дополнительные устройства применяются для достижения этой цели?

Таблица 12.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 12 "Определение коэффициента подачи и мощности при- вода насоса".

№ вари- анта	Диаметр долота, D_d , мм	Диаметр УБТ, $d_{убт}$, мм	Способ бу- рения	Коэффи- циент объемной подачи насоса, η_o	Плотность бурового раствора, $\rho_{бр}$, кг/м ³	Давление нагнетания, p_n , МПа	Длина хода поршня, S , мм	Число двойных ходов, n , об/мин	Число ци- линдров насоса	Диаметр штока, d , мм	Тип насоса
1	190	146	роторный	0,98	1150	12	400	65	3		Насос одинарного действия
2	190	159	турбинный	0,97	1200	14	320	125	3		
3	216	159	роторный	0,98	1230	16	290	250	3		
4	216	178	турбинный	0,97	1250	15	250	135	3		
5	222	159	роторный	0,98	1270	19	320	65	3		
6	222	178	турбинный	0,95	1300	20	400	145	2	65	Насос двойного действия
7	250	178	роторный	0,96	1330	22	400	160	2	70	
8	250	203	турбинный	0,95	1350	25	320	145	2	65	
9	270	203	роторный	0,96	1370	21	290	160	2	60	
10	270	229	турбинный	0,95	1400	26	250	145	2	70	
11	222	178	роторный	0,98	1200	26	400	65	3		Насос одинарного действия
12	250	178	турбинный	0,97	1230	21	320	125	3		
13	250	203	роторный	0,98	1250	25	290	250	3		
14	270	203	турбинный	0,97	1270	22	250	135	3		
15	270	229	роторный	0,98	1300	20	320	65	3		
16	190	146	турбинный	0,95	1150	19	400	145	2	65	Насос двойного действия
17	190	159	роторный	0,96	1330	15	400	160	2	70	
18	216	159	турбинный	0,95	1350	16	320	145	2	65	
19	216	178	роторный	0,96	1370	14	290	160	2	60	
20	222	159	турбинный	0,95	1400	12	250	145	2	70	

Практическая работа № 13

Определение энергетических параметров турбобуров при разных режимах работы и построение их характеристик.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться строить графики энергетических характеристик турбин.
- 1.2. Научиться определять параметры турбины при различных режимах работы.
- 1.3. Закрепление навыков построения и работы с графиками.

2. Общие теоретические сведения

Турбобур – гидравлический забойный двигатель. Гидравлическая энергия бурового раствора, проходя через ступени турбобура, превращается в механическую энергию вращающегося вала.

Движущий узел турбобура – *гидравлическая турбина*, состоящая из множества одинаковых по конструкции элементов, называемых ступенями. Буровой раствор проходит последовательно через все ступени, и создаваемые вращающие моменты ступеней суммируются.

Выходные параметры турбобура: мощность на валу, крутящий момент, перепад давления в турбобуре – существенно зависят от расхода промывочной жидкости Q и частоты вращения вала машины n . Совокупность зависимостей крутящего момента M , перепада давления ΔP , мощности на валу N и коэффициента полезного действия (КПД) η от частоты вращения машины n называется энергетической характеристикой турбины. Энергетическая характеристика приведена на рисунке 13.2.

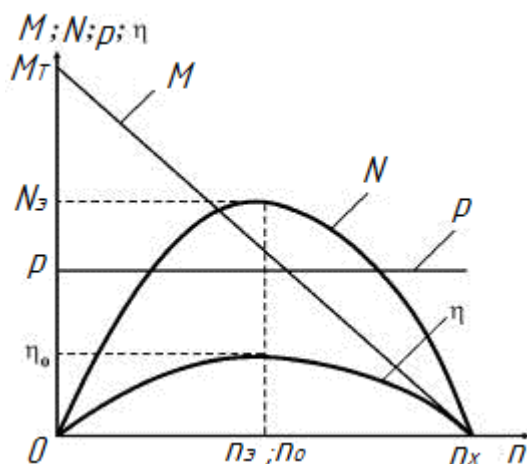


Рисунок 13.1 – Энергетическая характеристика турбины

При отсутствии нагрузки на валу турбина будет вращаться с максимальной частотой n_x . При создании на валу сопротивления вращению частота вращения снижается пропорционально приложенному крутящему моменту. При полной остановке вала ($n = 0$) момент достигает максимального значения, называемого *тормозным моментом* M_T . Значение крутящего момента на валу турбины при частоте вращения вала $0 < n < n_x$ определяется из выражения

$$M = M_T \cdot (1 - n/n_x).$$

При этом мощность на валу турбины

$$N = M \cdot \omega = M \cdot \pi \cdot n / 30 = M_T \cdot (1 - n/n_x) \cdot \pi \cdot n / 30.$$

Исследование этой функции показывает, что N максимальна при $n_{\text{эф}} = n_x / 2$ (режим максимальной мощности турбины). Режим работы, соответствующий максимальной мощности на валу турбины при постоянном расходе промывочной жидкости, называется *экстремальным*.

Наибольшую гидравлическую мощность на турбине при максимальном давлении в нагнетательной линии, можно получить при условии:

$$P_T = 2 \cdot P_0 / 3,$$

где P_T – перепад давления в турбобуре;

P_0 – давление в нагнетательной линии.

С изменением количества и качества бурового раствора, прокачиваемого через турбину, изменяются ее энергетические параметры согласно соотношениям из теории турбин:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2}; \quad \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2}; \quad \frac{M_1}{M_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1^3}{Q_2^3}; \quad \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{M_1}{M_2}; \quad \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{N_1}{N_2}.$$

Здесь Δp_1 и Δp_2 – перепады давления в турбине при расходах Q_1 и Q_2 и плотностях бурового раствора ρ_1 и ρ_2 .

Характеристики турбин определяются экспериментально при испытаниях на специальном турбинном стенде.

Зная энергетические параметры при одном режиме промывки из стендовых исследований и пользуясь этими соотношениями, можно определить параметры турбины при другом качестве и количестве бурового раствора.

3. Задание

Построить для турбины энергетическую характеристику на воде при расходе жидкости Q . Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 13.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- расход жидкости Q ;
- частота вращения турбины в режиме холостого хода n_x ;
- тормозной момент M_T .

4. Последовательность выполнения работы

1. Записать функцию значения крутящего момента на валу турбины в зависимости от частоты вращения, поставив в формулу заданные величины

$$M(n) = M_T \cdot (1 - n/n_x),$$

где n_x – частота вращения турбины в режиме холостого хода;

M_T – тормозной момент

Графиком данной функции будет прямая линия.

2. Найти значение крутящего момента M при $n = 0$ и значение частоты вращения n при $M = 0$. Построить график данной функции на плоскости координат, приняв по оси Ox изменение частоты вращения турбины n , а по оси Oy изменение крутящего момента M . Масштаб для построения выбрать самостоятельно, но при этом учесть, что графики должны хорошо читаться и аккуратно выглядеть.

3. Разбить интервал на оси Ox $0 < n < n_x$ на несколько интервалов (5 – 6), и в граничных точках этих интервалов n_1, n_2, \dots, n_x определить величину крутящих моментов $M_1, M_2, \dots, 0$.

4. Определить значение частоты вращения $n_{эф}$, при которой турбина работает в эффективном режиме, т.е. когда мощность турбины достигает максимального значения N_{max} .

$$n_{эф} = n_x / 2.$$

Для этой частоты вращения турбины тоже определить величину крутящего момента M .

Заполнить таблицу с результатами вычислений. Пример таблицы см. таблицу 13.1.

Таблица 13.1 – Результаты вычислений

n , об/мин	0	n_1	n_2	...	$n_{эф}$...	n_x
M , кН·м	M_T	M_1	M_2	...	M	...	0
N , кВт							
Δp_1 , МПа							

4. Для каждого значения частоты вращения n из таблицы определить полезную мощность турбины $N(n_i)$ по формуле:

$$N_i = M_i \cdot \pi \cdot n_i / 30,$$

где n_i и M_i – значения частоты вращения и крутящего момента, взятые из таблицы 13.1.

Результаты вычислений также занести в таблицу.

5. По полученным значениям мощности N_i построить график зависимости $N(n)$.

6. Для каждого значения частоты вращения n из таблицы определить перепад давления на турбине $\Delta p(n_i)$ по формуле:

$$\Delta p_i = N_i / Q,$$

где Q – расход жидкости.

Результаты вычислений также занести в таблицу.

7. По полученным значениям мощности Δp_i построить график зависимости $\Delta p(n_i)$.

8. Окончательный график энергетической характеристики турбины должен выглядеть так, как показано на рисунке 13.2

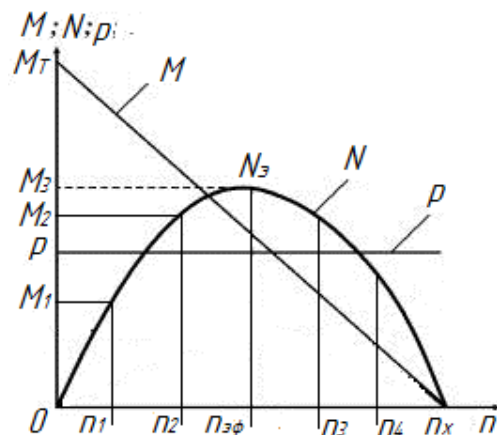


Рисунок 13.1 – График энергетической характеристики турбины

9. Для значения $n = n_{эф}$ произвести пересчет характеристик турбины $n, M, N, \Delta p$ при изменении расхода жидкости с Q на Q' . Записать полученные результаты $n', M', N', \Delta p'$.

10. По результатам выполненной практической работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Как определяется мощность, развиваемая одной ступенью турбобура и всей турбиной в целом?
2. Как определяется гидравлический КПД турбобура?
3. Каковы основные закономерности влияния количества промывочной жидкости на работоспособность турбины?
4. При каких условиях можно получить наибольшую гидравлическую мощность на турбине?
5. Какие режимы работы турбобура существуют? При каких условиях эти режимы работы возникают?

Таблица 13.2 – Исходные данные к выполнению практической работы № 13 "Определение энергетических параметров турбобуров при разных режимах работы и построение их характеристик".

№ варианта	Расход жидкости, Q , л/с	Расход жидкости, Q' , л/с	Частота вращения турбины в режиме холостого хода, n_x , об/мин.	Тормозной момент, M_T , кН·м
1	35	40	800	2,1
2	38	42	800	2,4
3	26	45	800	1,6
4	40	48	800	1,8
5	45	32	800	2,7
6	48	50	800	1,9
7	32	26	800	2,0
8	50	38	800	2,3
9	42	30	800	2,5
10	30	35	800	3,0

Практическая работа № 14

Расчет количества опор турбобура.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться производить расчеты подпятников на прочность по допускаемому удельному давлению.
- 1.2. Научиться производить расчет вала турбобура на устойчивость.

2. Общие теоретические сведения

Одним из важнейших узлов забойного двигателя в значительной степени определяющим его работоспособность, являются опоры.

По роду воспринимающих нагрузок опоры делятся на:

– осевые

– радиальные.

Опоры выполняются на подшипниках скольжения (резинометаллические опоры) и подшипниках качения (только осевые опоры).

Осевая опора состоит из нескольких ступеней подпятников. Работоспособность резинометаллических подшипников турбобура в абразивной среде колеблется в пределах (50 – 150) часов. Этим временем определяется межремонтный срок работы турбобуров.

Определение числа подпятников резинометаллической осевой опоры производится по допускаемому удельному давлению на подпятник из предположения, что осевая нагрузка равномерно распределяется между подпятниками:

$$p = \frac{(Q_r + Q_p) \cdot g}{N \cdot F_{\text{п}}} \leq [p],$$

где Q_r – полная гидравлическая нагрузка на осевые опоры;

Q_p – вес всех вращающихся деталей, т.е. всех валов и роторов турбобура;

N – количество подпятников;

$F_{\text{п}}$ – площадь опорной поверхности подпятника;

g – ускорение свободного падения;

$[p]$ – допускаемое удельное давление на подпятник.

Значительная длина валов турбобуров обуславливает возникновение при вращении больших поперечных колебаний, которые вызывают интенсивный износ ободов статора и ротора и могут привести к аварии.

Поэтому расчет вала турбобура на устойчивость заключается в определении критического числа оборотов ($n_{\text{кр}}$), при которых вал уже не возвращается к прямолинейной форме и остается искривленным. Максимальная частота вращения вала без потери устойчивости определяется из условия:

$$n = 30 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{q \cdot l_{\text{кр}}^4}} \leq n_{\text{кр}}$$

где J – полярный момент инерции поперечного сечения вала;

q – вес одного погонного метра вала;

E – модуль упругости материала вала;

$l_{\text{кр}}$ – длина участка, в пределах которой не происходит потери устойчивости при вращении;

$n_{\text{кр}}$ – критическая частота вращения, после которой происходит потеря устойчивости вала.

Зная длину участка $l_{\text{кр}}$, на которой не происходит потеря устойчивости можно определить количество радиальных опор из соотношения:

$$m = l_{\text{в}} / l_{\text{кр}},$$

где $l_{\text{в}}$ – общая длина вала турбобура.

3. Задание

1) Определить необходимое количество подпятников турбобура, если полная гидравлическая нагрузка составляет Q_r . Вес вращающихся деталей (валов и роторов турбобура) Q_p . Диаметры рабочих поверхностей подпятников d_1 и d_2 . Расчет произвести для одной и трех турбинных секций, считая, что гидравлическая нагрузка остается неизменной.

2) Определить количество средних опор, которые необходимо установить на вал турбобура, если диаметр вала турбобура d_v , а его длина l_v . Частота вращения вала n . Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 14.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- полная гидравлическая нагрузка Q_r ;
- вес вращающихся деталей одной секции турбобура Q_p ;
- наружный диаметр рабочей поверхности подпятника d_1 ;
- внутренний диаметр рабочей поверхности подпятника d_2 ;
- длина вала турбобура l_v ;
- диаметр вала турбобура d_v ;
- частота вращения вала турбобура n ;
- допускаемое удельное давление на подпятник турбобура $[p]= 1...1,5$ МПа.

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить опорную площадь подпятника F_n по формуле:

$$F_n = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2),$$

где d_1 – наружный диаметр рабочей поверхности подпятника;
 d_2 – внутренний диаметр рабочей поверхности подпятника.

2. Определить количество подпятников N для одной турбинной секции по формуле:

$$N \geq \frac{(Q_r + Q_p) \cdot g}{[p] \cdot F_n},$$

где Q_r – полная гидравлическая нагрузка;
 Q_p – вес вращающихся деталей одной секции турбобура;
 $[p]$ – допускаемое удельное давление на подпятник турбобура, $[p]= 1...1,5$ МПа;
 Q_r – полная гидравлическая нагрузка;
 g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².
 Количество подпятников округляем до ближайшего большего целого числа.

3. Произвести расчет количества подпятников для трех турбинных секций, учитывая, что гидравлическая нагрузка остается неизменной. (Формулу для решения данного задания обучающийся должен вывести самостоятельно).

4. По результатам вычислений сделать выводы.

5. Определить полярный момент инерции поперечного сечения вала J по формуле:

$$J = \frac{\pi \cdot d_v^4}{64},$$

где d_v – диаметр вала турбобура.

6. Определить вес одного погонного метра стального вала q по формуле:

$$q = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot \rho,$$

где ρ – плотность материала изготовления вала турбобура, для стали $\rho = 7800$ кг/м³.

7. Принимая во внимание, что эксплуатация турбобура происходит в оптимальном режиме, то максимальная частота вращения турбобура, т.е. критическая будет в режиме холостого хода

$$n_{кр} = n_{хол} = 2 \cdot n / 60 = n / 30, \text{ об/с,}$$

где n – частота вращения вала турбобура.

8. Определить длину участка вала, в пределах которой не происходит потери устойчивости при вращении по формуле:

$$l_{кр} = \sqrt[4]{30 \cdot \frac{\sqrt{E \cdot J \cdot g}}{q \cdot n_{кр}}},$$

где E – модуль упругости материала вала, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

9. Определяем количество средних опор вала турбобура по формуле:

$$m = l_{в}/l_{кр},$$

где $l_{в}$ – общая длина вала турбобура.

Количество подпятников округляем до ближайшего большего целого числа.

10. По результатам вычислений сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Каково назначение осевых и радиальных опор вала турбобура?
2. Какого типа опоры применяются для валов турбобуров?
3. По какому параметру проверяются на прочность осевые опоры турбобура?
4. Для чего производят расчет вала турбобура на устойчивость?
5. Что характеризует параметр критическая частота вращения, $n_{кр}$?

Таблица 14.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 14 "Расчет количества опор турбобура".

№ варианта	Гидравлическая нагрузка, Q_r , тс	Вес вращающихся деталей, Q_p , т	Наружный диаметр рабочей поверхности подпятника, d_1 , мм	Внутренний диаметр рабочей поверхности подпятника, d_2 , мм	Длина вала турбобура, $l_{в}$, м	Диаметр вала турбобура, $d_{в}$, мм	Частота вращения вала турбобура, n , об/мин
1	14,0	1,75	160	130	7,10	120	570
2	12,0	1,35	10	120	7,40	110	590
3	13,5	1,30	170	130	6,70	120	620
4	12,5	1,70	170	140	6,60	130	660
5	17,0	1,50	150	110	7,00	100	680
6	11,0	1,60	150	120	6,90	110	630
7	10,0	1,45	190	150	7,30	140	700
8	15,5	1,40	190	160	7,20	150	640
9	20,0	1,90	180	140	7,50	130	600
10	16,0	1,20	180	150	6,80	140	550

Практическая работа № 15

Определение объема воздухоборника.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться определять объем воздухоборника системы пневмоуправления буровой установки.
- 1.2. Научиться производить расчет диаметра основного воздухопровода.

2. Общие теоретические сведения

Пневматическая система служит для дистанционного управления агрегатами и механизмами буровой установки при эксплуатации, а также для питания сжатым воздухом пневмораскрепителей, пневматических двигателей буровых ключей, применяемых для свинчивания и развинчивания труб.

В систему пневматического управления входят:

- агрегаты и оборудование снабжения сжатым воздухом – компрессорные установки (станции), воздухоборники (ресиверы), охладители, устройства для очистки и осушения воздуха, предохранительные разгрузочные и обратные клапаны, клапаны-разрядники, вертлюжки, трубопроводы;
- исполнительные устройства – пневматические муфты, при помощи которых соединяются или разобщаются валы трансмиссий, и цилиндры, посредством которых приводятся в действие механизмы;
- управляющие устройства – краны различных конструкций, вентили и регуляторы, смонтированные на пультах, при помощи которых управляют оборудованием буровой установки;
- контрольно-измерительные приборы для контроля за исправностью пневмосистемы.

Источником получения сжатого воздуха являются компрессорные установки или станции.

В сети трубопроводов, транспортирующих сжатый воздух, имеют место заметные колебания давления, которые создаются поршневыми компрессорами, нагнетающими воздух в сеть порциями, образуя в сети пульсирующие потоки. Для исключения этого явления применяют воздухоборники (ресиверы), выравнивающие давление и аккумулирующие сжатый воздух, нагнетаемый компрессором. Кроме того, в воздухоборнике происходит улавливание масла и воды из сжатого воздуха, нагнетаемого компрессором.

Воздухоборники служат для накопления сжатого воздуха и выравнивания давления в системе пневматического управления. Воздухоборник представляет собой герметический сосуд цилиндрической формы горизонтального или вертикального исполнения.

Воздухоборники для стационарных поршневых компрессоров изготавливаются по ГОСТ 9028-59 и относятся к сосудам, работающим под давлением, поэтому проектирование, изготовление, устройство, освидетельствование, надзор и эксплуатация должны производиться в соответствии с правилами.

Монтируют воздухоборники на основании компрессорного блока и отделяют от компрессоров перегородкой. Их можно монтировать отдельно от компрессоров на специальном основании в безопасном месте под укрытием.

В верхней части воздухооборника устанавливают *манометр* и *предохранительный клапан*, отрегулированный на предельное давление, превышающее рабочее давление на 10%, а в нижней части – *влагооборник с вентилем*.

От воздухооборника через воздухоосушку или минуя ее сжатый воздух подается по трубопроводу к пультам управления механизмов буровой установки.

Основной характеристикой воздухооборника является его *гидравлическая емкость*.

Следует учитывать то, что заниженный объем воздухооборника вызывает значительный шум и резкие колебания воздуха в нем, а частые переключения компрессора с автоматическим регулятором давления на холостой ход ведут к быстрому износу регулирующего устройства.

3. Задание

Для буровой установки определить необходимый объем воздухооборника, обеспечивающий нормальную работу пневматического управления, если время заполнения воздухооборника от минимального p_{\min} до максимального p_{\max} давления t . Определить диаметр воздухопровода от компрессора до воздухооборника. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 15.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- наименьшее давление воздуха, при котором включается компрессор p_{\min} ;
- время заполнения воздухооборника t ;
- производительность компрессора по условиям всасывания Q_k ;
- давление нагнетания компрессора p_k ;
- скорость воздуха в воздухопроводе v .

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить необходимое количество воздуха G для заполнения воздухооборника до максимального давления по формуле:

$$G = Q_B \cdot t \cdot \rho_B,$$

где Q_B – расход сжатого воздуха при нормальных условиях с учетом выполнения основных и вспомогательных функций, $Q_B = 5,5 \text{ м}^3/\text{мин.}$;

t – время заполнения воздухооборника;

ρ_B – плотность воздуха при 20°C , $\rho_B = 1,22 \text{ кг/м}^3$.

2. Определить необходимый объем воздухооборника V_B по формуле:

$$V_B = \frac{G \cdot R \cdot T}{p_{\max} - p_{\min}},$$

где R – газовая постоянная, для воздуха $R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$;

T – абсолютная температура воздуха, $T = 273 + 20^\circ\text{C} = 293 \text{ К}$;

p_{\max} – наибольшее давление в воздухооборнике, $p_{\max} = p_k$,

p_k – давление нагнетания компрессора;

p_{\min} – наименьшее давление воздуха, при котором включается компрессор.

3. Определить объем сжатого воздуха Q , проходящего по воздухопроводу по формуле из соотношения:

$$p_1 \cdot Q_k^{1,3} = p_k \cdot Q^{1,3},$$

где p_1 – давление воздуха на входе в компрессор, $p_1 = p_{\text{атм}} = 0,1 \text{ МПа}$;

Q_k – производительность компрессора по условиям всасывания;

p_k – давление нагнетания компрессора.

Из этого соотношения объем сжатого воздуха Q определяется по формуле:

$$Q = \sqrt[1,3]{\frac{p_1 \cdot Q_k^{1,3}}{p_k}}$$

4. Определить диаметр воздухопровода d от компрессора до воздухоборника по формуле:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v}}$$

где v – скорость воздуха в воздухопроводе.

5. По результатам выполненной практической работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Какие функции выполняет пневматическая система буровой установки?
2. Из каких комплексов механизмов и агрегатов состоит система пневмоуправления?

В какой из этих комплексов входит воздухоборник?

3. Чем оборудуется воздухоборник? Какую функцию выполняет обвязка воздухоборника?
4. К чему может привести заниженный объем воздухоборника?
5. Каким образом определяется расход сжатого воздуха на буровой установке?

Таблица 15.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 15 "Определение объема воздухоборника".

№ варианта	Наименьшее давление воздуха, при котором включается компрессор, p_{\min} , МПа	Время заполнения воздухоборника, t , с	Производительность компрессора по условиям всасывания, Q_k , м ³ /мин	Давление нагнетания компрессора, p_k , МПа	Скорость воздуха в воздухопроводе, v , м/с
1	0,7	40	5,0	0,9	2,2
2	0,65	37	7,0	1,0	4,5
3	0,6	35	7,5	1,0	3,8
4	0,75	42	10,0	1,0	2,5
5	0,8	45	9,0	1,0	3,4
6	0,75	40	12,0	1,2	2,8
7	0,65	45	7,5	1,0	3,5
8	0,6	37	5,0	0,9	4,0
9	0,8	35	10,0	1,0	3,2
10	0,7	47	7,0	1,0	4,2

Практическая работа № 16

Определение крутящего момента, передаваемого шинно-пневматической муфтой.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться производить проверочный расчет шинно-пневматических муфт.
- 1.2. Научиться определять величину давления в пневмосистеме, необходимого для срабатывания шинно-пневматических муфт.

2. Общие теоретические сведения

Шинно-пневматические муфты (ШПМ) предназначены для соединения и разобщения, как на ходу, так и во время остановок вращающихся валов трансмиссий буровых установок.

Муфты обеспечивают возможность дистанционного включения механизма, смягчения ударов при включении и при работе и компенсируют небольшие перекосы и несоосности соединяемых валов, допущенных при монтаже.

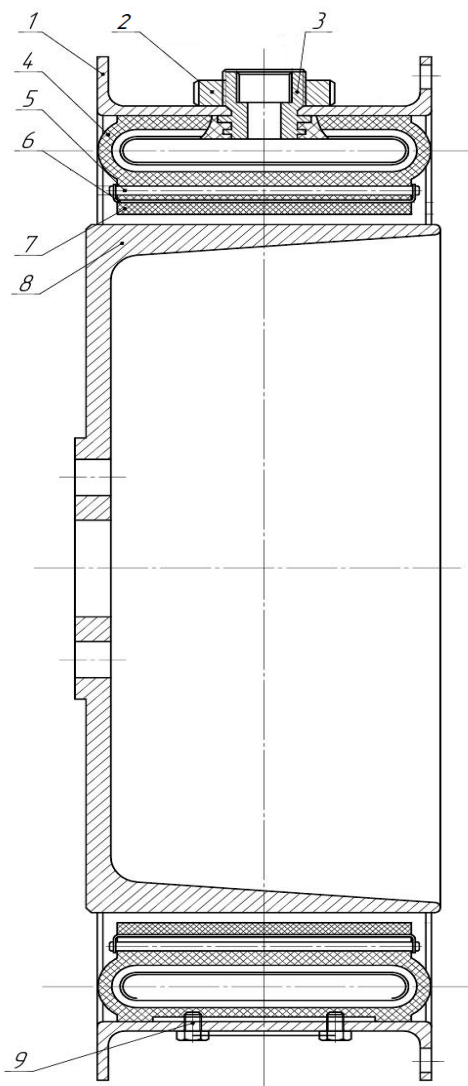


Рисунок 16.1 – Шинно-пневматическая муфта

Применяемые в буровых установках шинно-пневматические муфты являются гибкими сцепными фрикционными муфтами обжимного типа со съемными резиновыми баллонами. Обжимная шинно-пневматическая муфта (рис. 16.1) состоит из резинового баллона 4 с ниппелем 3, который закрепляется на стальном ободе 1 гайкой 2. Ниппель предназначен для подвода в баллон сжатого воздуха.

К внутренней цилиндрической поверхности баллона прикреплены металлические колодки 6 с приклеенными фрикционными накладками 7. Колодки крепятся с помощью гладких шпилек 5, пропущенных через отверстия в протекторной части баллона и прошплеванных по бокам проволокой.

Баллон представляет собой резинотканевую кольцевую камеру овального сечения. Он предназначен не только для прижатия фрикционных накладок к шкиву муфты, но и для передачи крутящего момента. Баллон состоит из внутренней резиновой камеры, многослойной обкладки из прочной прорезиненной ткани (корда) и наружного слоя резины, предназначенной для защиты корда от внешней среды и механических повреждений.

По наружной цилиндрической поверхности баллона привулканизированы металлические планки с резьбовыми отверстиями для крепления баллона с помощью винтов 9 к наружному стальному ободу. Реборда наружного обода муфты с помощью болтов соединяется с диском, ступица которого на шпонке посажена на один из соединяемых валов. На втором валу также на шпонке посажен находящийся внутри муфты шкив 8. При поступлении сжатого воздуха через ниппель в баллон муфты он расширяется и прижимает фрикционные накладки к шкиву. В результате трения между колодками и шкивом происходит сцепление ведущего вала с ведомым.

3. Методика расчета шинно-пневматических муфт.

Коэффициент запаса t по крутящему моменту, передаваемого муфтой определяется:

$$t = M_p / M,$$

где M_p – момент, передаваемый муфтой, Н·м;

M – крутящий момент на валу, Н·м .

$$M = 9,55 \cdot N/n ,$$

где N – мощность на валу, Вт;

n – частота вращения вала, об/мин.

Для определения момента M_p , который может передать муфта, необходимо вычислить суммарное радиальное усилие Q на барабане муфты:

$$Q = \pi \cdot D_v \cdot B_6 \cdot P ,$$

где D_v - внутренний диаметр полости баллона, м;

B_6 – ширина полости баллона, м;

P – давление воздуха в баллоне, Па.

Далее определяется центробежная сила F , отжимающую колодки от барабана, Н.

$$F = 11,18 \cdot 10^{-3} \cdot G \cdot r \cdot n^2 ,$$

где G – масса внутреннего слоя баллона вместе с колодками, кг;

r – средний радиус масс, м.

Определить результирующее усилие на барабане Q_p , Н,

$$Q_p = Q - F .$$

Затем определить силу трения T , возникающую между фрикционными колодками муфты и стальным (чугунным) барабаном:

$$T = Q_p \cdot \mu ,$$

где μ – коэффициент трения колодок по шкиву, $\mu = 0,325$.

Момент, передаваемый муфтой:

$$M_p = T \cdot D_6 \cdot k / 2 , \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

где D_6 – диаметр ведомого барабана, м;

k – коэффициент, учитывающий состояние поверхности ведомого шкива,
 $k = 0,85$.

4. Задание

Для данных условий определить необходимое рабочее давление в шинно-пневматической муфте, при котором обеспечивается коэффициент запаса по крутящему моменту t не менее 1,25 . Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 16.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- мощность на валу N ;
- частота вращения вала n ;
- типоразмер муфты.

Алгоритм для решения данного задания обучающийся должен вывести самостоятельно на основании п.3 Методика расчета шинно-пневматических муфт. Необходимо принять во внимание, что, так как по условию задано, что коэффициент запаса по крутящему моменту m не менее 1,25, то момент, передаваемый муфтой M_p , можно найти из соотношения:

$$M_p = m \cdot M = 1,25 \cdot M.$$

Необходимые для расчета параметры ШПМ взять из таблицы Приложения Ж. По результатам выполненной практической работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Какую функцию выполняют ШПМ на буровой установке ?
2. Какова конструкция ШПМ?
3. В чем заключается принцип работы ШПМ
4. К чему может привести заниженный объем воздухоборника?
5. Каким образом определяется расход сжатого воздуха на буровой установке?

Таблица 16.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 16 "Определение крутящего момента, передаваемого шинно-пневматической муфтой"

№ варианта	Типоразмер муфты	Мощность на валу, N , кВт	Частота вращения вала, n , об/мин
1	2	3	4
1	ШПМ 300x100	250	100
2	ШПМ 500x125	350	200
3	ШПМ 700x200	450	400
4	ШПМ 1070x200	550	600
5	ШПМ 300x100	300	250
6	ШПМ 500x125	400	250
7	ШПМ 700x200	500	450
8	ШПМ 1070x200	650	700
9	ШПМ 300x100	350	300
10	ШПМ 500x125	500	800
11	ШПМ 700x200	600	750
12	ШПМ 1070x200	700	900
13	ШПМ 300x100	400	500
14	ШПМ 500x125	650	1000
15	ШПМ 700x200	650	800
16	ШПМ 1070x200	750	1000
17	ШПМ 300x100	450	500
18	ШПМ 500x125	750	1000

Продолжение таблицы 16.1

1	2	3	4
19	ШПМ 700x200	700	1100
20	ШПМ 1070x200	800	1100
21	ШПМ 300x100	650	800
22	ШПМ 500x125	1150	1800
23	ШПМ 700x200	850	1200
24	ШПМ 1070x200	900	1200
25	ШПМ 300x100	950	1200

Практическая работа № 17

Определение размеров цилиндра гидропривода.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться определять размеры гидроцилиндра.
- 1.2. Научиться производить расчеты на прочность и устойчивость деталей гидроцилиндра.

2. Общие теоретические сведения

Гидравлическая система буровой установки или станка представляет собой комплекс устройств, предназначенных для управления и приведения в действие исполнительных органов бурового оборудования рабочей жидкостью, нагнетаемой под давлением. Применение гидравлической системы позволяет упростить кинематику, повысить надежность работы оборудования, автоматизировать основные технологические операции при бурении.

Применяемые в буровых установках силовые гидроцилиндры вне зависимости от их назначения имеют сходную конструкцию. Основными параметрами поршневого гидроцилиндра (рисунок 17.1) являются:

- диаметр поршня D ;
- диаметр штока d ;
- рабочее давление P ;
- ход поршня S .

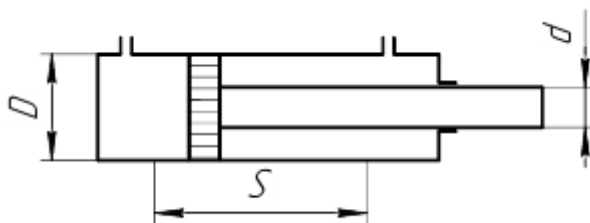


Рисунок 17.1 – Силовой гидроцилиндр

Под *рабочим давлением* P понимают действительное давление в приводе, достаточное для преодоления исполнительными механизмами действующих на них нагрузок. Значение рабочего давления в гидросистеме устанавливают с некоторым запасом, который

при необходимости может быть использован в процессе отладки оборудования. Как правило, рабочее давление несколько ниже выбранного номинального:

$$P = (0,8 \dots 0,9) \cdot P_{\text{ном.}}$$

Для предварительного расчета диаметра поршня гидроцилиндра можно воспользоваться формулой:

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{R \cdot K_{3y}}{\eta \cdot P}},$$

где R – нагрузка, преодолеваемая гидроцилиндром, Н;

η – общий КПД гидроцилиндра;

K_{3y} – коэффициент запаса по усилию.

Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек.

В зависимости от соотношения наружного D_n и внутреннего D диаметров цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых $D_n / D > 1,2$, а тонкостенными – цилиндры, у которых $D_n / D \leq 1,2$.

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \cdot \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + P_y \cdot (1 - 2\mu)}{[\sigma] - P_y \cdot (1 + 2\mu)}} - 1 \right],$$

где P_y – условное давление, равное $(1,2 \dots 1,3) \cdot P$;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала цилиндра,

– для чугуна $[\sigma] = 2,5 \cdot 10^7$ МПа,

– для высокопрочного чугуна $[\sigma] = 4 \cdot 10^7$ МПа,

– для стального литья $[\sigma] = (8 \dots 10) \cdot 10^7$ МПа,

– для легированной стали $[\sigma] = (15 \dots 18) \cdot 10^7$ МПа,

– для бронзы $[\sigma] = 4,2 \cdot 10^7$ МПа;

μ – коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона) материала цилиндра,

– для чугуна $\mu = 0$,

– для стали $\mu = 0,29$,

– для алюминиевых сплавов $\mu = 0,26 \dots 0,33$,

– для латуни $\mu = 0,35$.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{P_y \cdot D}{2,3 \cdot [\sigma] - P_y}.$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала.

Штоки, длина которых больше 10 диаметров ("длинные" штоки), работающие на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера:

$$\frac{P}{F_{\text{ш}}} \leq \sigma_{\text{кр}},$$

где $\sigma_{\text{кр}}$ – критическое напряжение при продольном изгибе;

$F_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения штока.

3. Задание

Рассчитать основные параметры силового гидроцилиндра. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 17.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- нагрузка на шток гидроцилиндра R ;
- давление в системе $P_{\text{ном}}$;
- соотношение площадей поршня и штока φ ;
- материал цилиндра.

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить рабочее давление привода P по формуле:

$$P = (0,8 \dots 0,9) \cdot P_{\text{ном}},$$

где $P_{\text{ном}}$ – давление в системе.

2. Определить диаметр поршня D и соответственно внутренний диаметр цилиндра по формуле:

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{R \cdot K_{\text{зy}}}{\eta \cdot P}},$$

где R – нагрузка на шток гидроцилиндра;

η – общий КПД гидроцилиндра, $\eta = 0,85 \dots 0,95$;

$K_{\text{зy}}$ – коэффициент запаса по усилию, $K_{\text{зy}} = 1,1 \dots 1,2$.

3. Определить толщину стенки тонкостенного цилиндра δ по формуле:

$$\delta = \frac{P_y \cdot D}{2,3 \cdot [\sigma] - P_y},$$

где P_y – условное давление, $P_y = (1,2 \dots 1,3) \cdot P$;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение, принимается в зависимости от материала изготовления цилиндра (см. п. 2 Общие теоретические сведения).

4. Определить диаметр штока цилиндра d из соотношения:

$$F_{\text{п}} / F_{\text{ш}} = \varphi,$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения поршня;

$F_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения штока.

5. Определить диаметр крышки цилиндра d_k по формуле:

$$d_k = D + 2 \cdot \delta.$$

6. Определить толщину крышки цилиндра δ_k по формуле:

$$\delta_k = 0,433 \cdot d_k \cdot \sqrt{\frac{P_y}{[\sigma]}}.$$

7. Проверить шток на устойчивость. Для этого принять длину штока $l_{\text{ш}}$:

$$l_{\text{ш}} = 10 \cdot d_{\text{ш}}.$$

8. Определить критическую силу $R_{\text{крит}}$, при которой происходит потеря устойчивости штока по формуле:

$$R_{\text{крит}} = \frac{\pi^2 \cdot E}{(\lambda \cdot l_{\text{ш}})^2} \cdot J,$$

где E – модуль упругости материала штока, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

J – момент инерции поперечного сечения штока, $J = 0,0492 \cdot d_{\text{ш}}^2$;

λ – коэффициент приведения длины. Коэффициент λ учитывает способ монтажа гидроцилиндра и изменяется в пределах $\lambda = 0,5 \dots 2,0$. Принять $\lambda = 1,08$.

9. Определить критическое напряжение $\sigma_{\text{крит}}$, возникающее в поперечном сечении штока при потере устойчивости:

$$\sigma_{\text{крит}} = \frac{K \cdot R_{\text{крит}}}{F_{\text{шт}}},$$

где K – коэффициент запаса по прочности, $K = 2,5 \dots 3,5$.

10. Условие устойчивости штока цилиндра выполняется если:

$$\frac{R}{F_{\text{шт}}} \leq \sigma_{\text{крит}}.$$

Проверить шток на устойчивость и по результатам проверки сделать выводы.

11. Определяем диаметр болтов d_b для крепления крышки цилиндра по формуле:

$$d_b = D \cdot \sqrt{\frac{R}{1,2 \cdot n \cdot [\sigma_p]}},$$

где n – количество болтов крепления, принять $n = 6$;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала болтов, для стали

$[\sigma_p] = 75$ МПа.

12. По результатам выполненной практической работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Какие преимущества имеет гидравлический привод?
2. Как конструктивно выполняется гидравлический привод?
3. Что является рабочей жидкостью гидропривода?
4. Почему "длинные" штоки гидропривода проверяют на устойчивость?
5. Из каких условий были определены диаметры болтов для крепления крышки цилиндра?

Таблица 17.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 17 "Определение размеров цилиндра гидропривода".

№ варианта	Нагрузка на шток, R , кН	Давление в системе, $P_{\text{ном}}$, МПа	Соотношение площадей поршня и штока, ϕ	Материал цилиндра
1	2	3	4	5
1	200	10	2,0	сталь
2	180	12	1,5	чугун
3	150	12	1,8	сталь
4	220	15	2,0	чугун
5	250	18	1,9	чугун
6	300	18	1,5	сталь
7	200	12	2,0	сталь
8	250	15	1,5	чугун
9	350	16	2,0	сталь
10	200	11	1,5	чугун
11	240	15	1,2	сталь
12	210	10	1,5	чугун
13	240	10	2,0	сталь
14	300	14	1,75	сталь

Продолжение таблицы 17.1

1	2	3	4	5
15	250	14	1,5	чугун
16	200	15	1,75	сталь
17	180	10	1,9	чугун
18	180	12	1,6	чугун
19	150	12	1,5	сталь
20	220	15	1,75	чугун

Практическая работа № 18

Изучение кинематических схем и технических характеристик буровых установок для структурно-поискового бурения.

1. Цель работы:

- 1.1. Изучить комплектацию буровых установок для структурно-поискового бурения.
- 1.2. Изучить механизм передачи движения от двигателя к исполнительным органам установок для структурно-поискового бурения.
- 1.3. Закрепление навыков чтения кинематических схем.

2. Общие теоретические сведения

Структурно-поисковым бурением в нефтегазовой промышленности называют бурение картировочных, сейсмических, структурных и отчасти поисковых скважин. Главная цель, стоящая перед структурно-поисковым бурением, заключается в том, чтобы самостоятельно и главным образом вместе с сейсморазведкой подготавливать структуры для ведения глубокого разведочного бурения на нефть и газ.

Установки разведочного бурения - установки, предназначенные для бурения структурно-поисковых и геофизических скважин на нефть, газ, воду и др.

Основные типы установок для геологоразведочного бурения на нефть и газ.

2.1 Буровая установка ЛБУ-50

Буровые установки ЛБУ-50 (рисунок 18.1) с механическим или гидравлическим приводом подвижного вращателя предназначены для решения задач при инженерно-геологических изысканиях с возможностью отбора проб грунта.

Буровые установки ЛБУ-50 производят бурение скважин колонковым, шнековым способом, бурение с применением шурфобуров, комплексов равнопроходных шнеков (в качестве временной обсадки), а также производит статическое зондирование грунтов.

ЛБУ-50 с механическим приводом монтируется на шасси ЗИЛ-131, УРАЛ, КАМАЗ. ЛБУ-50-30 с гидравлическим приводом монтируется на шасси КАМАЗ.

Техническая характеристика приведена в таблице 18.1.

Привод ЛБУ-50 осуществляется от двигателя транспортной базы через коробку отбора мощности. Через коробку отбора мощности, установленной на раздаточной коробке автомобиля, приводятся коробка передач с маслонасосами НШ-46 и НШ-10, лебедка с ударным механизмом и подвижный вращатель. Коробка передач имеет четыре прямые и одну обратную передачи.



Рисунок 18.1 – Буровая установка ЛБУ-50

Лебедка установки планетарного типа, с тормозом спуска, с тормозом включения барабана и тормозом включения кривошипа ударного механизма. Привод лебедки осуществляют через цилиндрический редуктор, связанный с угловым редуктором.

Привод вращателя производят трехгранным валом, проходящим через верхний редуктор, который в свою очередь связан вертикальным валом через предохранительную и зубчатую муфты с угловым редуктором. При укладке мачты зубчатая муфта перемещается гидроцилиндром в верхнее положение.

Вращатель шарнирно крепится к каретке, которая соединяется с мачтой и гидроцилиндрами подачи вращателя. Каретка перемещается по трубам передних ног мачты. Цилиндры подачи соединены одним концом с траверсой, несущей кронблок. Штоки гидроцилиндров крепят на нижней плите мачты.

При движении гидроцилиндров перемещаются каретка с вращателем и траверса с трехгранным валом, который проходит через трехгранное отверстие верхнего редуктора, передавая крутящий момент.

От шпинделя вращателя буровому снаряду крутящий момент передается через патрон-переходник, фиксирующийся шариками в кольцевой выточке шпинделя. К нижней резьбовой части патрона крепят переходник, имеющий муфту с шестигранным отверстием для шнека. Подъем и опускание мачты производят гидродомкратами, штоки которых крепятся к поперечному поясу. На мачте установки крепятся также кран-укосина для уборки породы, гидравлический ключ, кондуктор для опускания обсадных колец и др.

Для освещения установки применяют три фары. Источниками питания служат генератор и аккумуляторная батарея автошасси.

Пульт управления расположен слева но ходу. У пульта сосредоточены рычажное управление и щит гидроуправления, содержащий гидрораспределитель Р75В3, приборы регистрации работы и запуска двигателя и т. д.

К рисунку 18.2 – Кинематическая схема буровой установки УРБ-2А2:

1 – двигатель шасси; 2 – раздаточная коробка; 3 – коробка отбора мощности; 4,16,18 – карданные валы; 5 – привод маслососов; 6 – ударный механизм; 7 – редуктор лебедки; 8 – кронблок траверсы; 9 – канат; 10 – лебедка; 11 – верхний редуктор; 12 – вертикальный вал; 13 – ведущий вал; 14 – вращатель; 15 – угловой редуктор; 17 – конический редуктор; 19 – коробка передач

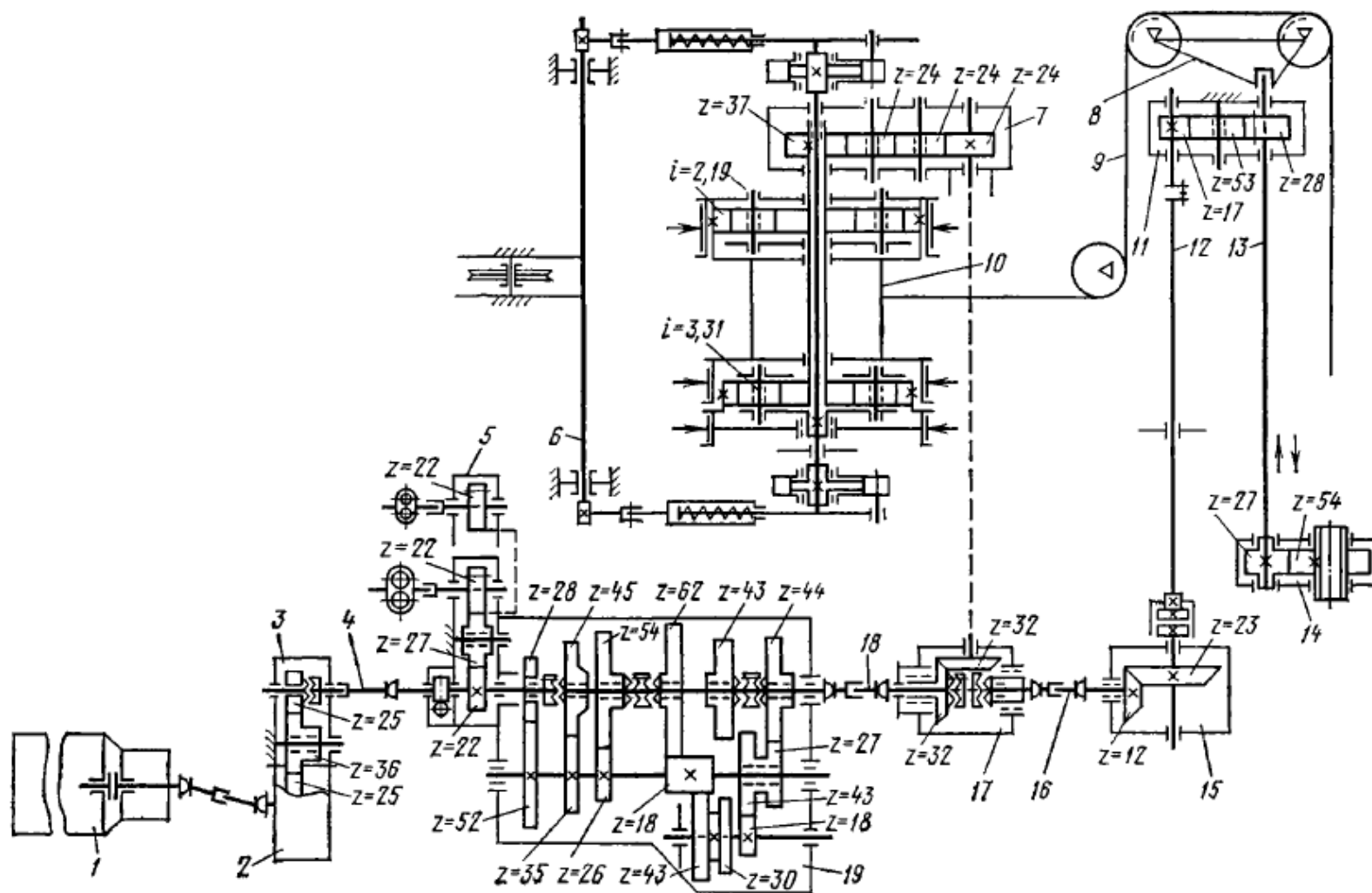


Рисунок 18.2 – Кинематическая схема буровой установки ЛБУ-50

2.2 Самоходная буровая установка УРБ-2А2



Рисунок 18.3 – Буровая установка УРБ-2А2

Самоходная буровая установка УРБ-2А2 (рисунок 18.3) предназначена для бурения геофизических и структурно-картировочных скважин вращательным способом глубиной до 200 м с очисткой забоя скважины промывкой, продувкой или транспортированием разрушенной породы на поверхность шнеками. Установка может применяться для бурения гидро-геологических и геологоразведочных скважин.

Техническая характеристика ее приведена в таблице 18.1

Установка УРБ-2А2 смонтирована на шасси автомобиля ЗИЛ-131, который имеет повышенные характеристики проходимости.

Привод механизмов бурового блока осуществляется от двигателя автомобиля.

Благодаря гидроприводу значительно облегчены все работы. Его управление производится с пульта бурильщика.

Отбор мощности производят от бензинового двигателя шасси ЗИЛ-131 через двухвальную коробку отбора мощности, установленную на раздаточной коробке автомобиля. Управление включением коробки отбора мощности выведено на пост бурильщика.

На раме устанавливают раздаточную коробку, буровой насос НБ-50 (или вместо насоса компрессор КТ-7), гидросистему с пультом управления, мачту с размещенным на ней гидродомкратом подачи, талевую систему и вращатель.

От раздаточной коробки приводятся буровой насос, шестеренный насос НШ-10 и два комбинированных шестеренных насоса 2Х100, включаемые зубчатыми муфтами.

Мачта с передней открытой гранью имеет специальные опорные гидравлические домкраты, выбирающие зазоры между грунтом и башмаком. На передних ногах мачты монтируют стол для производства операций с буровым инструментом. Передние ноги также служат направляющими для вращателя.

Подъем и опускание мачты осуществляют движением вверх или вниз вращателя с канатами, воздействующими на закрепленные в мачте ролики. Страгивание из вертикального положения производят пневмоцилиндром.

Вращатель состоит из гидромотора 200/160, трехскоростной коробки и шпинделя. Сверху полого шпинделя вращения крепят сальник-вертлюг. Внизу на шлицах шпинделя полухомутами крепят шарнирный элеватор или патрон (при бурении шнеками).

Смазку шестерен и подшипников производят от прифланцованного к корпусу вращателя шестеренчатого насоса.

Спуск и подъем инструмента, принудительная подача, подъем и опускание мачты производят одноступенчатым гидравлическим домкратом двойного действия, оснащенным для удвоения хода талевой системой. При подъеме и опускании инструмента работает насос 2Х100, при подаче инструмента питание осуществляют насосом НШ-10.

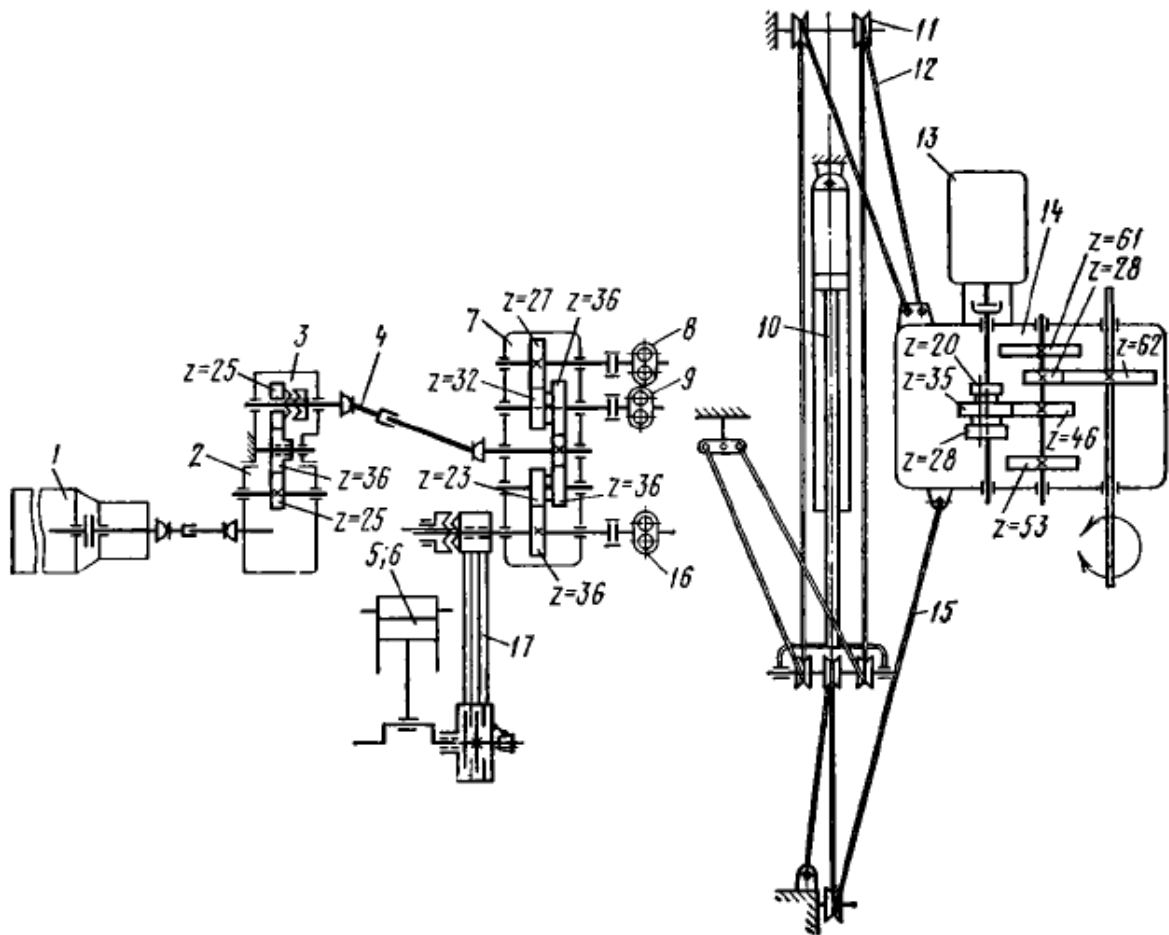


Рисунок 18.4 – Кинематическая схема буровой установки УРБ-2А2:

1 – двигатель шасси ЗИЛ-131; 2 – коробка раздаточная шасси; 3 – коробка отбора мощности; 4 – вал карданный; 5 – буровой насос; 6 – компрессор; 7 – коробка раздаточная; 8 – насос шестеренчатый сдвоенный; 9 – насос шестеренчатый НШ-10; 10 – гидроцилиндр; 11 – кронблочные ролики; 12 – талевая система (канат для подъема); 13 – гидромотор; 14 – вращатель; 15 – канат для создания принудительного давления; 16 – насос шестеренчатый сдвоенный; 17 – клиноременная передача

В гидропульт управления входят аппаратура (реверсивные золотники, вентиль игольчатый, дроссель, обратные клапаны), контрольно-измерительные приборы и рукоятка управления с частотой вращения двигателя шасси.

Гидравлическое и механическое управление сконцентрированы у поста бурильщика.

Освещение (три фары) установки обеспечивается от аккумуляторов автомашины (напряжение 12В).

Компрессор КТ-7 (с рамой и кожухом) и герметизатор устья скважины для бурения с продувкой поставляются по заказу потребителя. В компрессоре проводятся некоторые изменения для достижения подачи $6 \text{ м}^3/\text{мин}$ при давлении $4,5 \text{ кгс}/\text{см}^2$.

2.2 Буровая установка УРБ-3А3

Установка смонтирована на шасси автомобиля МАЗ-500А. Привод буровых механизмов (рисунок 18.5) осуществляют от автономного высокооборотного двигателя А-41Г через раздаточный редуктор. От редуктора приводятся генератор мощностью 20 кВт, тахогенератор (датчик указателя оборотов двигателя) и коробка передач. От коробки пере-

дач, имеющей три прямых и одну обратную передачи, получают вращение буровой насос НБ12-63-40, установленный на раме, лебедка с фрикционной катушкой и ротор диаметром 250 мм, выполненный с коническим зацеплением Новикова.



Рисунок 18.5 – Буровая установка УРБ-ЗА3

Мачта установки предусматривается с одноосным трехроличным кронблоком высотой 18 или 20 м, подъем ее производят гидродомкратами.

На мачте монтируют гидравлический механизм подачи, взаимодействующий с ведущей штангой сечением 80X80 мм. Привод его осуществляют от шестерчатого насоса НШ-10, установленного на двигателе.

В комплекте установки имеются откидные мостки для буровой бригады, подсвечник, механизм свинчивания и развинчивания бурильных труб с электроприводом РТ-1200М.

Управление сконцентрировано у поста бурильщика слева по ходу шасси. Система управления – механическая, при этом ротор, лебедка и буровой насос включаются дисковыми фрикционными муфтами.

Установка имеет высокий уровень унификации.

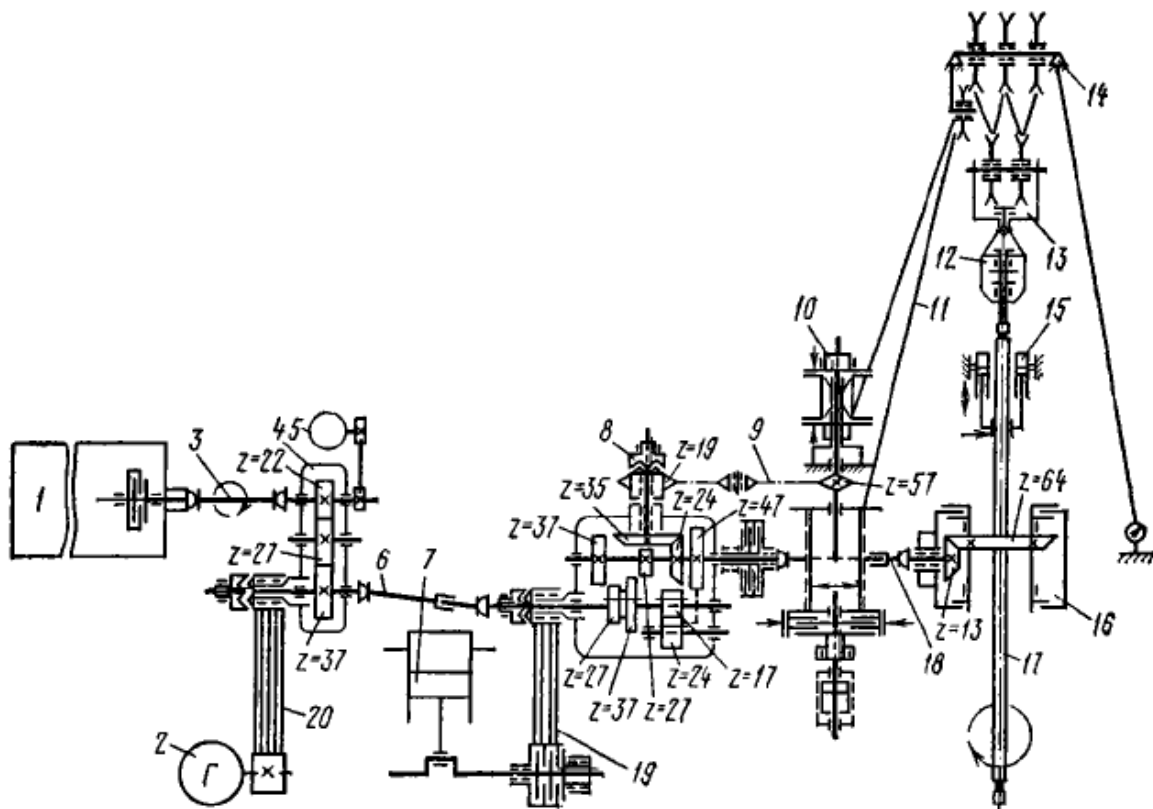


Рисунок 18.6 – Кинематическая схема буровой установки УРБ-ЗА3

К рисунку 18.6 – Кинематическая схема буровой установки УРБ-3А3:

1 – двигатель А-41Г с маслонасосами; 2 – генератор 20 кВт; 3, 6, 18 – карданные валы; 4 – раздаточный редуктор; 5 – тахогенератор; 7 – буровой насос; 8 – коробка передач; 9 – цепная передача; 10 – лебедка; 11 – талевый канат; 12 – вертлюг; 13 – талевый блок; 14 – кронблок; 15 – механизм подачи; 16 – ротор диаметром 250 мм; 17 – ведущая штанга; 19, 20 – клиноремненные передачи

Таблица 18.1 – Техническая характеристика буровой установки УРБ-2А2

Параметры	Буровые установки		
	ЛБУ-50	УРБ-2А2	УРБ-3А3
Грузоподъемность, кН: номинальная максимальная	2,5 5,0	2,5 4,0	6,5 13,0
Максимальная глубина бурения, м	50	200	600
Основной способ бурения	Вращательный шнеком	Вращательный с промывкой	Вращательный с промывкой
Диаметр бурильных труб, мм	60,3; 73	60,3; 73	60,3; 73
Частота вращения стола ротора, об/мин	14, 38, 63, 101	140; 225; 325	75,150,285
Крутящие момент максимальный, Н·м	1580	1000	7000
Мощность, кВт (л.с.)	44 (60)	44 (60)	66 (90)
Мачта: высота мачты, мм длина бурильных труб, мм	Сварная телескопическая 8370 4500	Сварная из труб 5140/8390 3600	Секционная складывающаяся 18000 6000/12000
Число передач	5	5	4
Механизм подъема	Лебедка и гидродо-подъемник	Гидродомкрат с полиспастом	Лебедка
Диаметр каната, мм	14	11	18
Оснастка талевой системы	Прямая	Специальная	2x3
Скорость подъема крюка, м/с	0,47 – 3,48	0,68 – 2,0	0,34 – 1,32
Ход подачи, м	3,25	5,2	
Буровой насос: подача, л/с давление, МПа	–	НБ-50 10 4,0	НБ-50 10 4,0
Компрессор: подача, м³/мин давление, МПа	–	КТ-7 6 0,45	–
Управление основными рабочими механизмами	Механическое	Гидромеханическое	Механическое
Габариты в транспортном положении, мм	8820x2450x3370	8440x2200x2600	10860x3000x3750
Масса установки, кг	10080	9475	14800
Межремонтный период до первого капитального ремонта, ч	3200	6500	7000

3. Задание

Внимательно изучить п. 2 Общие теоретические сведения. Нарисовать в тетради кинематическую схему одной из описанных буровых установок. Выписать ее технические характеристики. Подготовиться к защите практической работы, ответив на контрольные вопросы.

5. Контрольные вопросы

1. Как осуществляется транспортировка буровых установок для структурно-поискового бурения?
2. Какие способы бурения применяются в установках для структурно-поискового бурения?
3. Каким оборудованием комплектуются установки для структурно-поискового бурения?
4. Как осуществляется привод рабочих механизмов установок для структурно-поискового бурения?
5. Как осуществляется привод буровых насосов в установках для структурно-поискового бурения?
6. Как осуществляется привод вращателей в установках для структурно-поискового бурения?
7. Какие механические передачи применяются в установках для структурно-поискового бурения?
8. Как осуществляется управление основными рабочими механизмами в установках для структурно-поискового бурения?
9. Для чего предназначена коробка отбора мощности?
10. По кинематической схеме перечислить комплектацию буровой установки и объяснить привод рабочих механизмов.

Практическая работа № 19

Построение рабочей характеристики и определение рабочей точки насоса.

1. Цель работы:

- 1.1. Научиться графическому построению рабочей характеристики центробежного насоса.
- 1.2. Научиться определять по рабочей характеристике оптимальный режим работы центробежного насоса.
- 1.3. Закрепление навыков построения и работы с графиками

2. Общие теоретические сведения

Зависимость между основными параметрами работы центробежного насоса при постоянном числе оборотов вала и работе насоса на воде удобно для наглядности изобразить в прямоугольной системе координат. Для этого подачу откладываем по оси абсцисс, а напор, мощность и КПД по оси координат. Полученный график называется рабочей характеристикой насоса (см. рисунок 20.1).

Режим работы насоса с наибольшим КПД называют *оптимальным* ($Q_{\text{опт}}$). Область в пределах изменения подачи при небольшом снижении КПД (Q_1, Q_2) называют рабочей. Насос рекомендуется применять в пределах этих параметров.

Напор насоса обычно наибольший при нулевой подаче на режиме, который называется *режимом закрытой задвижки*. У некоторых насосов наибольший напор не совпадает с нулевой подачей. Здесь, в области малых подач, работа насоса будет неустойчивой, так как напор не определяет однозначно количество подаваемой жидкости (при одной и той же величине напора может быть подача большая и меньшая).

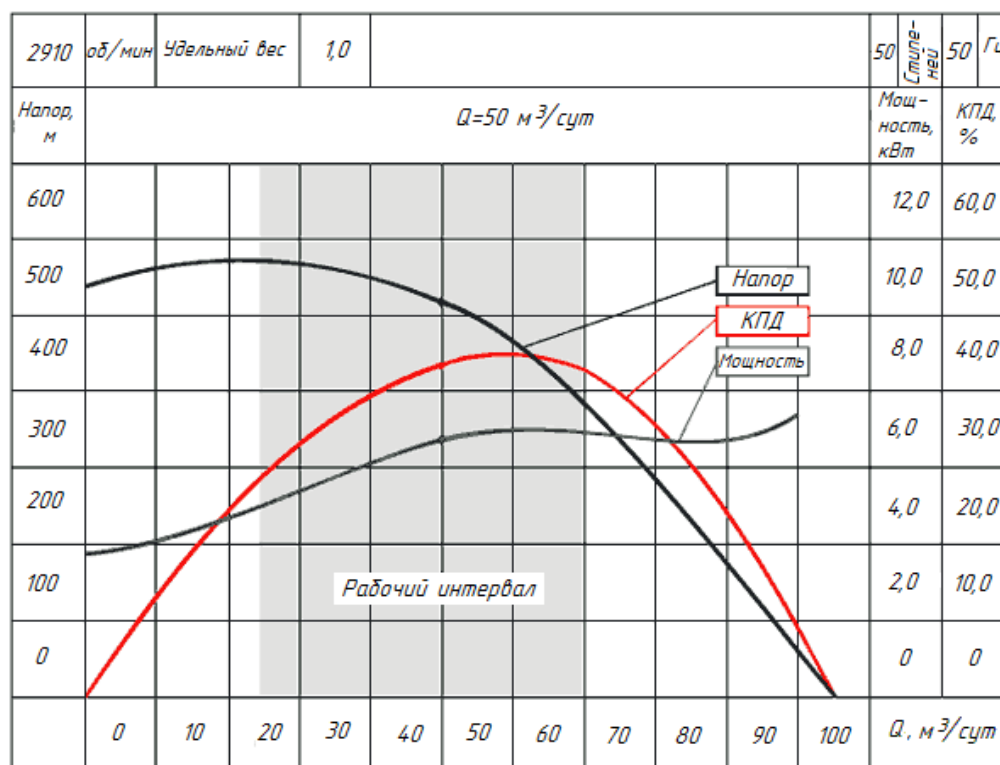


Рисунок 19.1 – Рабочая характеристика погружного центробежного насоса

Нулевому напору насоса всегда соответствуют нулевой КПД и наибольшая подача насоса, так называемая *работа насоса на излив*, т. е. без преодоления полезных сопротивлений. Мощность, потребляемая насосом при нулевой подаче или нулевом напоре, не равна нулю, так как при этих режимах имеются потери на дисковое трение, рециркуляцию жидкости у входа и выхода из колеса, механические и объемные потери (утечка).

В паспорте насоса обычно приводят его параметры при максимальном значении КПД. Истинные зависимости между основными параметрами насоса в различных условиях его работы определяются в результате заводских стендовых испытаний. Полученные зависимости $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ при $n = \text{const}$ строят на одном графике в разных масштабах по оси ординат. Наличие рабочих характеристик облегчает выбор насоса и определение его режимных параметров.

3. Задание

Построить рабочую характеристику центробежного насоса по заданным параметрам. Обозначить на рабочей характеристике оптимальную зону работы насоса. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 20.3 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- подача насоса Q ;
- напор насоса H ;
- КПД насоса η ;
- мощность насоса N ;
- частота вращения вала насоса n .

4. Последовательность выполнения работы

1. Выбрав масштаб для каждого параметра, построить рабочую характеристику центробежного насоса по заданным параметрам. При построении графика по оси x отложить значение подачи насоса Q , а по оси y отложить величину напора насоса H и соединить точки плавной кривой линией. Данная кривая будет задавать функцию $H = f(Q)$.

2. Аналогично построить еще две кривые линии, определяющие функции $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$.

3. Оптимальный режим работы насоса соответствует значению η_{\max} .

Для построения оптимальной зоны определить значение минимально допустимого КПД, при котором работа насоса будет считаться экономически целесообразной.

$$\eta_{\min} = \eta_{\max} - 5\% ,$$

где 5% – допускаемое снижение КПД.

4. Из точки на оси ординат, соответствующей значению η_{\min} , провести горизонтальную прямую. Точки пересечения этой прямой с кривой $Q - \eta$ отметить и провести через них вертикальные прямые. Зона работы насоса в этом интервале подач и будет оптимальной зоной работы насоса.

Построенный график будет выглядеть так, как показано на рисунке 20.1.

5. Определить коэффициент быстроходности n_s по формуле:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q_0}}{H_0^{3/4}} ,$$

где Q_0 – оптимальная подача, соответствующая η_{\max} ;

H_0 – оптимальный напор насоса, соответствующий η_{\max} .

Для насосов, имеющих рабочее колесо с двухсторонним входом жидкости, расчет произвести при $0,5 \cdot Q_0$.

6. По значению коэффициента быстроходности определить тип насоса: тихоходный, нормальный и быстроходный (см. таблицу 20.1).

Таблица 19.1 – Классификация центробежных насосов по коэффициенту быстроходности

Тип насоса	Тихоходный	Нормальный	Быстроходный
Значение коэффициента быстроходности n_s	40 – 100	100 – 200	200 – 350

7. Определить допустимую высоту всасывания насоса $H_B^{\text{доп}}$ по формуле:

$$H_B^{\text{доп}} = 0,75 \cdot \left[10 - 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q_0}}{c} \right)^2 \right]^{1/3} ,$$

где C – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от коэффициента быстроходности (см. таблицу 20.2).

Таблица 19.2 – Значения кавитационного коэффициента быстроходности

n_s	50 – 70	70 – 80	80 – 150	150 – 200
C	600 – 750	750 – 800	800 – 1000	1000 – 1200

8. По результатам выполненной практической работы сделать выводы,

5. Контрольные вопросы

1. Назначение рабочей характеристики?
2. Где найти рабочую характеристику любого насоса на практике?
3. Что называется оптимальным режимом работы насоса?
4. Как определить оптимальную зону работы насоса?
5. Для чего используют понятие коэффициента быстроходности?
6. На какой жидкости строится рабочая характеристика?
7. Какие типы насосов по коэффициенту быстроходности Вы знаете?
8. Для каких параметров используют быстроходные насосы?
9. Для каких параметров используют тихоходные насосы?
10. Что называется коэффициентом быстроходности?
11. Как рассчитывается коэффициент быстроходности многоступенчатого насоса?
12. Как рассчитывается коэффициент быстроходности насоса, имеющего рабочее колесо с двухсторонним входом жидкости?

Таблица 19.3 – Исходные данные к выполнению практической работы № 20 "Построение рабочей характеристики и определение рабочей точки насоса".

№ варианта	Параметры	Значения									
		0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
1	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	Напор насоса, H , м	43	44	45	46	45	44	42	40	37	33
	КПД насоса, η , %	0	26	50	62	73	78	84	85	71	67
	Мощность насоса, N , кВт	30	36	39	46	53	58	63	67	72	78
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
2	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	Напор насоса, H , м	36	37	38	38	37	36	34	32	28	25
	КПД насоса, η , %	0	30	50	62	71	78	80	79	78	70
	Мощность насоса, N , кВт	14	20	26	31	37	43	49	55	61	67
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									

Продолжение таблицы 19.3

Вариант	Параметры	Значения									
3	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	33	33	32	32	31	29	27	24	20	–
	КПД насоса, η , %	0	35	56	71	80	87	88	82	72	–
	Мощность насоса, N , кВт	21	30	39	47	56	65	74	83	92	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
4	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	24	25	24	23	22	21	18	14	10	–
	КПД насоса, η , %	0	35	61	75	82	83	82	79	65	–
	Мощность насоса, N , кВт	7	17	27	37	47	58	68	78	88	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
5	Подача насоса, Q , л/с	0	25	50	75	100	125	150	175	200	–
	Напор насоса, H , м	69	72	75	72	71	68	61	55	40	–
	КПД насоса, η , %	0	32	52	65	72	75	76	71	60	–
	Мощность насоса, N , кВт	40	52	64	76	88	100	112	124	136	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
6	Подача насоса, Q , л/с	0	20	50	75	100	125	150	175	200	–
	Напор насоса, H , м	55	60	62	62	60	55	50	41	25	–
	КПД насоса, η , %	0	34	54	67	74	76	75	68	43	–
	Мощность насоса, N , кВт	30	41	52	63	74	85	96	107	118	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
7	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	65	64	63	62	61	60	59	58	30	–
	КПД насоса, η , %	0	30	55	70	78	80	82	80	50	–
	Мощность насоса, N , кВт	70	84	98	112	126	140	154	168	182	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									

Продолжение таблицы 19.3

Вариант	Параметры	Значения									
8	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	–	–
	Напор насоса, H , м	55	58	58	56	52	47	38	25	–	–
	КПД насоса, η , %	0	35	59	72	78	76	68	45	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	22	31	40	49	58	67	76	85	–	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
9	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	–	–
	Напор насоса, H , м	90	95	98	98	92	88	80	65	–	–
	КПД насоса, η , %	0	38	59	72	79	81	70	48	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	72	100	128	156	184	212	240	268	–	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
10	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	–	–
	Напор насоса, H , м	43	46	45	42	37	32	25	15	–	–
	КПД насоса, η , %	0	40	62	71	75	70	59	35	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	15	21	27	33	40	46	52	55	–	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
11	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	0	20
	Напор насоса, H , м	33	34	35	36	35	34	32	30	33	34
	КПД насоса, η , %	0	26	50	62	73	78	84	85	0	26
	Мощность насоса, N , кВт	30	36	39	46	53	58	63	67	30	36
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
12	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	Напор насоса, H , м	26	27	28	28	27	26	24	22	18	15
	КПД насоса, η , %	0	30	50	62	71	78	80	79	78	70
	Мощность насоса, N , кВт	14	20	26	31	37	43	49	55	61	67
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									

Продолжение таблицы 19.3

Вариант	Параметры	Значения									
13	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	23	23	22	22	21	19	17	14	10	–
	КПД насоса, η , %	0	35	56	71	80	87	88	82	72	–
	Мощность насоса, N , кВт	21	30	39	47	56	65	74	83	92	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
14	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	14	15	14	13	12	11	8	4	10	–
	КПД насоса, η , %	0	35	61	75	82	83	82	79	65	–
	Мощность насоса, N , кВт	7	17	27	37	47	58	68	78	88	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
15	Подача насоса, Q , л/с	0	25	50	75	100	125	150	175	200	–
	Напор насоса, H , м	59	62	65	62	61	58	51	45	30	–
	КПД насоса, η , %	0	32	52	65	72	75	76	71	60	–
	Мощность насоса, N , кВт	40	52	64	76	88	100	112	124	136	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
16	Подача насоса, Q , л/с	0	20	50	75	100	125	150	175	200	–
	Напор насоса, H , м	45	50	52	52	50	45	40	31	15	–
	КПД насоса, η , %	0	34	54	67	74	76	75	68	43	–
	Мощность насоса, N , кВт	30	41	52	63	74	85	96	107	118	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
17	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	55	54	53	52	51	50	49	48	20	–
	КПД насоса, η , %	0	30	55	70	78	80	82	80	50	–
	Мощность насоса, N , кВт	70	84	98	112	126	140	154	168	182	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									

Продолжение таблицы 19.3

Вариант	Параметры	Значения									
18	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	–	–
	Напор насоса, H , м	45	48	48	46	42	37	28	15	–	–
	КПД насоса, η , %	0	35	59	72	78	76	68	45	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	22	31	40	49	58	67	76	85	–	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
19	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	–	–
	Напор насоса, H , м	80	85	88	88	82	78	70	55	–	–
	КПД насоса, η , %	0	38	59	72	79	81	70	48	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	72	100	128	156	184	212	240	268	–	–
	Частота вращения вала насоса; n , об/мин	1450									
20	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	–	–
	Напор насоса, H , м	23	36	35	32	27	22	15	15	–	–
	КПД насоса, η , %	0	40	62	71	75	70	59	35	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	15	21	27	33	40	46	52	58	–	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
21	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	Напор насоса, H , м	53	54	55	56	55	54	52	50	47	43
	КПД насоса, η , %	0	26	50	62	73	78	84	85	71	67
	Мощность насоса, N , кВт	30	36	39	46	53	58	63	67	72	78
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
22	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	Напор насоса, H , м	46	47	48	48	47	46	44	42	38	35
	КПД насоса, η , %	0	30	50	62	71	78	80	79	78	70
	Мощность насоса, N , кВт	14	20	26	31	37	43	49	55	61	67
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									

Продолжение таблицы 19.3

Вариант	Параметры	Значения									
23	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	43	43	42	42	41	39	37	34	30	–
	КПД насоса, η , %	0	35	56	71	80	87	88	82	72	–
	Мощность насоса, N , кВт	21	30	39	47	56	65	74	83	92	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
24	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	33	35	34	33	32	31	28	24	20	–
	КПД насоса, η , %	0	35	61	75	82	83	82	79	65	–
	Мощность насоса, N , кВт	7	17	27	37	47	58	68	78	88	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	960									
25	Подача насоса, Q , л/с	0	25	50	75	100	125	150	175	200	–
	Напор насоса, H , м	79	82	85	82	81	78	71	65	50	–
	КПД насоса, η , %	0	32	52	65	72	75	76	71	60	–
	Мощность насоса, N , кВт	40	52	64	76	88	100	112	124	136	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
26	Подача насоса, Q , л/с	0	20	50	75	100	125	150	175	200	–
	Напор насоса, H , м	65	70	72	72	70	65	60	51	35	–
	КПД насоса, η , %	0	34	54	67	74	76	75	68	43	–
	Мощность насоса, N , кВт	30	41	52	63	74	85	96	107	118	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
27	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	320	–
	Напор насоса, H , м	75	74	73	72	71	70	69	68	40	–
	КПД насоса, η , %	0	30	55	70	78	80	82	80	50	–
	Мощность насоса, N , кВт	70	84	98	112	126	140	154	168	182	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									

Продолжение таблицы 19.3

Вариант	Параметры	Значения									
28	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	–	–
	Напор насоса, H , м	65	68	68	66	62	57	48	35	–	–
	КПД насоса, η , %	0	35	59	72	78	76	68	45	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	22	31	40	49	58	67	76	85	–	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
29	Подача насоса, Q , л/с	0	40	80	120	160	200	240	280	–	–
	Напор насоса, H , м	100	105	108	108	102	98	90	75	–	–
	КПД насоса, η , %	0	38	59	72	79	81	70	48	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	72	100	128	156	184	212	240	268	–	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									
30	Подача насоса, Q , л/с	0	20	40	60	80	100	120	140	–	–
	Напор насоса, H , м	53	56	55	52	47	42	35	25	–	–
	КПД насоса, η , %	0	40	62	71	75	70	59	35	–	–
	Мощность насоса, N , кВт	15	21	27	33	40	46	52	55	–	–
	Частота вращения вала насоса, n , об/мин	1450									

Практическая работа № 20

Уравновешивание станка-качалки.

1. Цель работы:

1.1. Научиться производить расчет веса балансирующего противовеса при уравновешивании станка-качалки.

1.2. Научиться определять место установки уравновешивающего груза при кривошипном уравновешивании станка-качалки.

2. Общие теоретические сведения

Равномерная нагрузка приводного двигателя штанговой насосной установки возможна только при наличии уравновешивающего устройства. В балансирующих станках-качалках наиболее широко применяют уравновешивающие устройства, состоящие из грузов, установленных на балансирах и роторе.

При установке на балансирах в точке B уравновешивающего груза C (рисунок 22.1), способ уравновешивания называется балансирующим. Общую массу противовеса при балансирующем уравновешивании определяют:

$$G = \left(P_{шт} + \frac{P_{ж}}{2} \right) \cdot \frac{a}{c},$$

где $P_{шт}$ – вес колонны штанг в жидкости;

$P_{ж}$ – вес столба жидкости над полной площадью сечения плунжера;
 a – длина переднего плеча балансира;
 c – расстояние от оси качания балансира до центра тяжести уравновешивающих грузов.

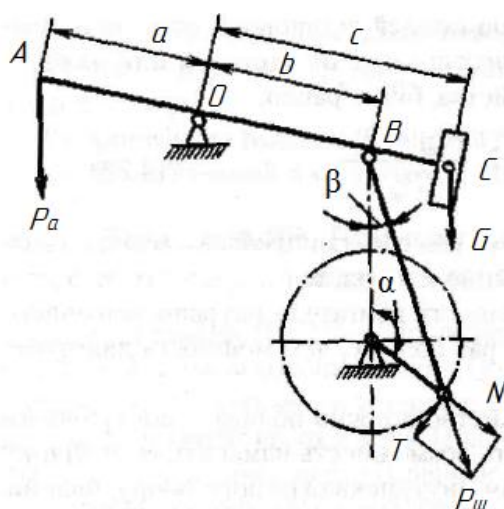


Рисунок 20.1 – Кинематическая схема балансирного станка-качалки с балансирным уравновешиванием

Как правило, количество плит уравновешивающего груза n_6 и масса одной плиты q_6 выбираются из паспортных данных станка-качалки, а их значения составляют: $n_6 = 19...32$; $q_6 = 330...360$ Н.

Этот способ уравновешивания прост, но его основным недостатком является появление дополнительных инерционных сил, обусловленных наличием массы груза G . Инерционные силы отрицательно сказываются на работе всех деталей установки.

Этого недостатка нет у *кривошипного способа уравновешивания* (рисунок 22.2). Уравновешивающий груз G_p монтируют на кривошипе. На практике кривошипные уравновешивающие грузы имеют известную массу, поэтому расчет уравновешивания ведут не по определению массы противовесов, а по определению расстояния установки грузов на кривошипах от оси их вращения. Для этой цели у каждого станка-качалки имеются свои расчетные формулы, а наиболее универсальной (подходящей ко всем) является:

$$R = \left(P_{ш} + \frac{P_{ж}}{2} \right) \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{r}{G} - (2,08 \cdot S + 23),$$

- где r – радиус кривошипа, см;
 b – длина заднего плеча балансира, см;
 G – вес роторных грузов, Н;
 S – длина хода точки подвеса штанг, см.

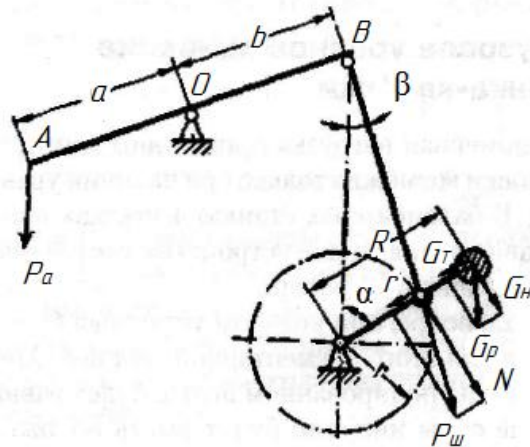


Рисунок 20.2 – Кинематическая схема балансного станка-качалки с кривошипным уравновешиванием

При роторном уравновешивании инерционные усилия, возникающие при движении грузов воспринимаются только подшипниками кривошипного вала и при его постоянной угловой скорости вращения не передаются на другие детали установки.

Комбинированное уравновешивание (рисунок 22.3) применяется в станках-качалках для средних нагрузок, так как балансное уравновешивание в этих условиях привело бы к возникновению больших сил инерции от движущихся противовесов.

Нельзя не учитывать, что в условиях применения насосов малых диаметров при малых числах качаний необходимо максимально увеличить груз на балансирах. При комбинированном уравновешивании определяются расстояния установки кривошипных грузов от оси вращения кривошипов:

$$R = \left(P_{ш} + \frac{P_{ж}}{2} \right) \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{r}{G_p} - \frac{G_6 \cdot c \cdot r}{G_p \cdot b},$$

где G_6 – вес балансного груза, Н.

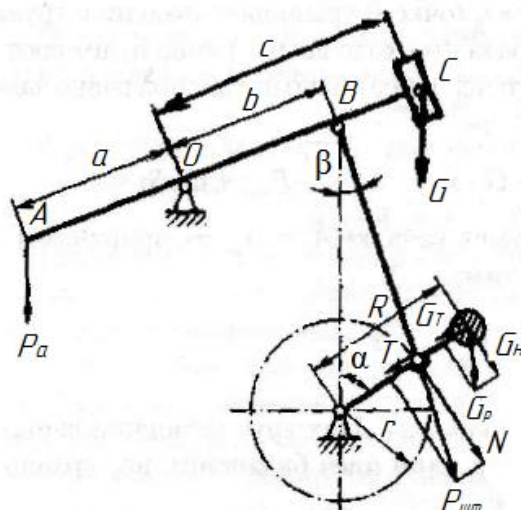


Рисунок 20.3 – Кинематическая схема балансного станка-качалки с комбинированным уравновешиванием

Уравновешенность установки контролируют замером величины тока электродвигателя, максимальные значения которого при ходе штанг вверх и вниз должны быть одинаковыми.

3. Задание

Рассчитать балансирное и кривошипное уравновешивания станка-качалки. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 22.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- диаметр насосно-компрессорных труб (НКТ) $d_{\text{НКТ}}$;
- толщина стенки НКТ t ;
- глубина спуска насоса L ;
- динамический уровень жидкости $H_{\text{дин}}$;
- диаметр штанг $d_{\text{шт}}$;
- плотность перекачиваемой жидкости $\rho_{\text{ж}}$;
- длина переднего плеча балансира a ;
- длина заднего плеча балансира b ;
- расстояние от оси качания балансира до центра тяжести уравновешивающих грузов;
- вес роторного груза при кривошипном уравновешивании $G_{\text{р}}$;
- длина хода точки подвеса штанг S ;
- радиус кривошипа r , $r = 1,32$ м.

4. Последовательность выполнения работы

1. Определить внутренний диаметр НКТ d .
2. Определить вес колонны штанг в жидкости $P_{\text{шт}}$ по формуле:

$$P_{\text{шт}} = \left(q_{\text{шт}} - \frac{\rho_{\text{ж}} \cdot \pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4} \right) \cdot L ,$$

где $q_{\text{шт}}$ – вес одного погонного метра насосных штанг из таблицы Приложения И;
 $\rho_{\text{ж}}$ – плотность перекачиваемой жидкости;
 $d_{\text{шт}}$ – диаметр штанг;
 L – глубина спуска насоса.

3. Определить вес столба жидкости над полной площадью сечения плунжера по формуле:

$$P_{\text{ж}} = \pi \cdot d^2 \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot H_{\text{дин}} \cdot g / 4 ,$$

где $H_{\text{дин}}$ – динамический уровень жидкости.

4. Определить массу противовеса G при балансирном уравновешивании по формуле:

$$G = \left(P_{\text{шт}} + \frac{P_{\text{ж}}}{2} \right) \cdot \frac{a}{c} ,$$

где a – длина переднего плеча балансира;
 c – расстояние от оси качания балансира до центра тяжести уравновешивающих грузов.

5. Определить количество плит уравновешивающего груза $n_{\text{б}}$ по формуле:

$$n_{\text{б}} = G / q_{\text{б}} ,$$

где $q_{\text{б}}$ – вес одной плиты уравновешивающего груза, $q_{\text{б}} = 330 \dots 360$ Н.

6. Определить расстояние установки грузов на кривошипах от оси их вращения R по формуле:

$$R = \left(P_{\text{ш}} + \frac{P_{\text{ж}}}{2} \right) \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{r}{c} - (2,08 \cdot S + 23),$$

где r – радиус кривошипа, см;

b – длина заднего плеча балансира, см;

G_p – вес роторных грузов, Н;

S – длина хода точки подвеса штанг, см.

7. По результатам выполненной практической работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Для чего применяют грузовое уравнивание станка-качалки?
2. Какие виды уравнивания станка-качалки применяют?
3. В чем заключается недостаток балансирного уравнивания?
4. Почему при кривошипном уравнивании определяют расстояние установки грузов на кривошипах от оси их вращения, а при балансирном вес уравнивающего груза?
5. Как контролируют уравнивание станка-качалки?

Таблица 20.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 22 "Уравнивание станка-качалки".

№ варианта	$d_{\text{нкт}}$, мм	t , мм	$d_{\text{шт}}$, мм	L , м	$h_{\text{пог}}$, м	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м ³	a , мм	b , мм	c , мм	G_p , кН	S , м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	89	6,5	25	1850	1250	810	2500	2100	2500	20,0	1,0
2	73	7,0	19	1825	1200	815	2550	2120	2520	20,5	1,1
3	73	5,5	22	1800	1150	820	2600	2140	2540	21,0	1,2
4	60	5,0	16	1775	1100	825	2650	2160	2560	21,5	1,3
5	73	5,5	19	1750	1050	830	2700	2180	2580	22,0	1,4
6	73	7,0	16	1725	1000	835	2750	2200	2600	22,5	1,5
7	89	6,5	22	1700	950	840	2800	2220	2620	23,0	1,6
8	73	7,0	19	1675	900	845	2850	2240	2640	23,5	1,7
9	73	5,5	25	1650	850	850	2900	2260	2660	24,0	1,8
10	60	5,0	19	1625	800	855	2950	2280	2680	24,5	1,9
11	73	5,5	16	1600	750	860	3000	2300	2700	25,0	2,0
12	73	7,0	22	1575	700	865	3050	2320	2720	25,5	2,1
13	89	6,5	25	1550	650	870	3100	2340	2740	26,0	2,2
14	73	7,0	19	1525	600	875	3150	2360	2760	26,5	2,3
15	73	5,5	19	1500	550	880	3200	2380	2780	27,0	2,4
16	60	5,0	16	1475	500	885	3250	2400	2800	27,5	2,5
17	89	6,5	22	1450	525	890	3300	2420	2820	28,0	2,6
18	73	7,0	22	1425	555	895	3350	2440	2840	28,5	2,7
19	73	5,5	25	1400	575	900	3400	2460	2860	29,0	2,8

Продолжение таблицы 20.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
20	60	5,0	16	1375	625	905	3450	2480	2880	29,5	3,9
21	89	6,5	22	1350	655	910	3500	2500	2900	30,0	3,0
22	73	7,0	29	1325	675	915	3475	2490	2890	30,5	3,1
23	73	6,5	25	1300	725	920	3425	2470	2870	31,0	3,2
24	60	5,0	19	1275	755	925	3375	2450	2850	31,5	3,3
25	89	6,6	25	1250	775	930	3325	2430	2830	32,0	3,4

Практическая работа № 21

Расчет основных параметров компрессора по ступеням сжатия.

1. Цель работы:

1.1. Научиться производить расчет производительности и мощности идеального компрессора.

1.2. Научиться рассчитывать геометрические параметра компрессора.

2. Общие теоретические сведения

Компрессором называют машину, предназначенную для сжатия и перемещения различных газов. Компрессоры получили в современной технике широкое применение. Их используют в химической промышленности, машиностроительной, металлургической, горнорудной и других, на железных дорогах, в авиации, в газотурбинных установках, в пищевой промышленности для холодильников и т. п.

Все компрессоры, в зависимости от конструктивного оформления и принципа работы, могут быть разделены на две группы: поршневые и турбинные (центробежные). Несмотря на различие принципов сжатия газа в компрессорах и их конструктивные отличия, термодинамика процессов сжатия в них одинакова для любых типов машин. Процессы в компрессорах описываются одними и теми же уравнениями.

Существует множество типов поршневых компрессоров. Они бывают простого и двойного действия, одноступенчатые и многоступенчатые, одноцилиндровые и многоцилиндровые, с воздушным и водяным охлаждением.

Основными деталями *поршневого компрессора* простого действия (рисунок 23.1) являются: цилиндр 2 с нагнетательным 7 и всасывающим 1 клапанами в крышке б; поршень 3; кривошипно-шатунный механизм 5, преобразующий вращательное движение приводного вала 4 в возвратно-поступательное движение поршня.

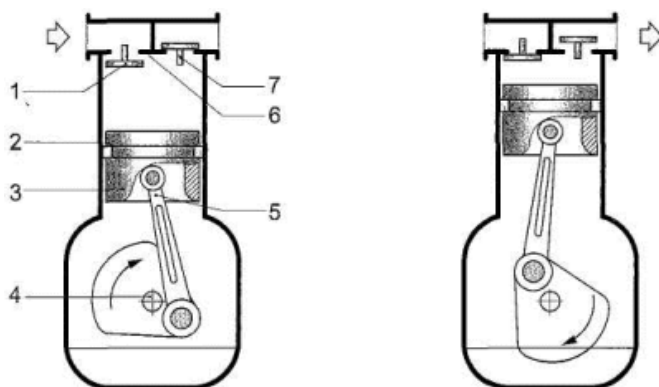


Рисунок 21.1 – Поршневой компрессор

Одноступенчатые компрессоры позволяют получить сжатый воздух с избыточным давлением до 1,3 МПа (13 бар), а развиваемая ими производительность достигает 20 тыс. м³/час.

Для достижения более высоких значений давления сжатого воздуха (до 100 МПа) используют поршневые компрессоры многоступенчатого исполнения (рисунок 23.2).

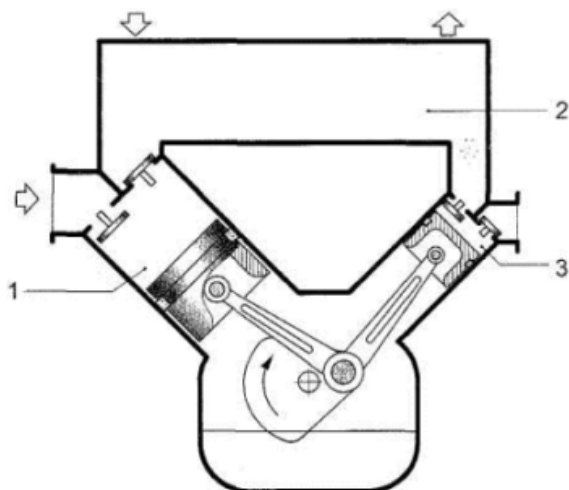


Рисунок 21.2 – Двухступенчатый поршневой компрессор

Всасываемый воздух предварительно сжимается в первой ступени 1, проходит промежуточное охлаждение, а затем подвергается сжатию во второй ступени 3. Увеличение степени сжатия воздуха обеспечивается тем, что объем рабочей камеры второй ступени меньше, чем первой. Необходимость охлаждения сжатого воздуха возникает в связи с интенсивным нагревом воздуха в процессе сжатия (в соответствии с законом Гей-Люссака), особенно если степень сжатия значительна. Чтобы избежать этого, в конструкцию компрессора вводят охладитель 2.

Основными характеристиками любого компрессора являются *производительность*, *максимальное давление* и *мощность*.

Объемная производительность компрессора определяется по количеству газа, всасываемого из внешней среды в цилиндр низкого давления в единицу времени при давлении и температуре всасываемого газа. Эта производительность входит в расчетную формулу для определения индикаторной мощности компрессора и эффективной мощности двигателя, приводящего в движение компрессор.

Единицей измерения объемной производительности является м³/мин, м³/час или л/мин. Наиболее часто используется размерность м³/мин.

Практически при определении производительности компрессора замеряют на нагнетании массовое количество воздуха, подаваемого компрессором в единицу времени M (кг/мин). Затем, определяя плотность воздуха на всасывании, по известным температуре $T_{вс}$ и давлению $P_{вс}$ во всасывающем патрубке:

$$\rho_{вс} = \frac{P_{вс}}{R \cdot T_{вс}},$$

находят объем нагнетаемого компрессором газа при условиях всасывания.

$$V = \frac{M}{\rho_{вс}}.$$

Теоретическая мощность – это мощность компрессора при его производительности 100 %. Действительная мощность компрессора всегда меньше, чем теоретическая.

В действительности существуют потери мощности в результате механического трения между движущимися частями компрессора и других потерь цикла. Для возмещения данных потерь необходимо поставлять компрессору дополнительную энергию. Следовательно, действительная мощность, потребляемая компрессором, всегда больше, чем теоретическая.

3. Задание

Определить подачу, мощность и параметры поршневого компрессора для данных условий. Процесс сжатия газа политропный. Необходимые данные для выполнения задачи взять из таблицы 23.1 в соответствии с вариантом. Исходные данные:

- частота вращения вала n ;
- диаметр цилиндра D ;
- длина хода поршня S ;
- давление газа на нагнетании p_2 ;
- число ступеней сжатия z ;
- число рабочих камер i ;
- показатель политропы m , $m = 1,2$;
- механический КПД η_m , $\eta_m = 0,8$;
- газовая постоянная R , $R = 287$ Дж / кг·К ;
- температура газа на входе T_1 , $T_1 = 293$ К ;
- давление газа на входе p_1 , $p_1 = 0,1$ МПа ;
- коэффициент подачи λ_o , $\lambda_o = 0,75$.

4. Последовательность выполнения работы

1. 1. Определить объем вредного пространства компрессора $V_{вр}$ по формуле:

$$V_{вр} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \delta ,$$

где D – диаметр цилиндра;

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 ,$$

δ_1 – расстояние между стенкой цилиндра и крайним положением поршня со стороны уплотнения штока:

δ_2 – то же, со стороны клапанной коробки.

$$\delta_1 = \left(\frac{S}{1000} + 0,5 \right);$$

$$\delta_2 = \left(\frac{S}{500} + 0,5 \right),$$

где S – длина хода поршня.

2. Определить удельный объем газа V_1 по формуле:

$$V_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1},$$

где T_1 – температура газа на входе, $T_1 = 293$ К ;

p_1 – давление газа на входе, $p_1 = 0,1$ МПа ;

R – газовая постоянная, $R = 287$ Дж / кг·К .

3. Определить степень сжатия компрессора ξ по формуле:

$$\xi = \sqrt[z]{\frac{p_2}{p_1}},$$

где p_2 – давление газа на нагнетании;

z – число ступеней сжатия.

4. Определить работу на сжатие единицы массы газа $L_{\text{пол}}$ при политропном процессе по формуле:

$$L_{\text{пол}} = z \cdot \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left(\xi^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right),$$

где m – показатель политропы, $m = 1,2$.

5. Определить объемную подачу компрессора Q по формуле:

$$Q = i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot \lambda_0,$$

где i – число рабочих камер;

n – частота вращения вала компрессора,

λ_0 – коэффициент подачи, $\lambda_0 = 0,75$.

6. Определить весовую подачу компрессора Q_v по формуле:

$$Q_v = \frac{Q}{V_1}.$$

7. Определить эффективную мощность компрессора $N_{\text{эф}}$ по формуле:

$$N_{\text{эф}} = \frac{Q_v \cdot L_{\text{пол}}}{60 \cdot \eta_m},$$

где η_m – механический КПД, $\eta_m = 0,8$.

8. Определить среднюю скорость движения поршня $c_{\text{п}}$ по формуле:

$$c_{\text{п}} = \frac{S \cdot n}{60},$$

где S – длина хода поршня.

9. Определить площадь проходного сечения всасывающего патрубка компрессора f_v :

$$f_v = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot c_{\text{п}}}{4 \cdot w_{\text{ср.в}}},$$

где $w_{\text{ср.в}}$ – средняя скорость газа во всасывающем патрубке, $w_{\text{ср.в}} = 12 \div 18$ м/с.

10. Определить диаметр всасывающего патрубка d_v :

$$d_b = \sqrt{\frac{4 \cdot f_b}{\pi}}$$

11. Определить площадь проходного сечения нагнетательного патрубка компрессора f_b :

$$f_b = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot c_p}{4 \cdot w_{ср.н}}$$

где $w_{ср.н}$ – средняя скорость газа в нагнетательном патрубке, $w_{ср.н} = 1,4 \cdot w_{ср.в}$.

12. Определить диаметр нагнетательного патрубка компрессора d_n :

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot f_n}{\pi}}$$

13. Определить толщину стенки рабочей втулки цилиндра:

$$\tau = \frac{p_1 \cdot \xi \cdot D}{2 \cdot [\sigma_p]} + a,$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала цилиндра, для чугуна $[\sigma_p] = 16$ МПа;

a – допуск на размер, учитывающий коррозию и уменьшение толщины стенки при расточке цилиндра при ремонте, $a = 0,01$ м.

14. По результатам выполненной практической работы сделать выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Что называется компрессором?
2. Что называется степенью сжатия компрессора?
3. Какой процесс называется политропным, изотермическим?
4. Почему для компрессоров определяющим параметром является весовая подача?
5. Что называется вредным пространством?
6. Как графически определить работу на сжатие единицы массы газа?
7. От каких параметров зависит объемная подача компрессора?
8. Чем эффективная мощность компрессора отличается от мощности приводного двигателя?

Таблица 21.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 23 "Расчет основных параметров компрессора по ступеням сжатия".

№ варианта	Частота вращения вала компрессора, n , об/мин	Диаметр цилиндра, D , мм	Длина хода поршня, S , мм	Давление газа на нагнетании, p_2 , МПа	Число ступеней сжатия, z	Число рабочих камер, i
1	300	185	400	6,5	2	4
2	480	500	220	7,0	2	4
3	500	470	220	0,8	1	2
4	500	340	220	12,0	2	4
5	735	320	125	7,0	2	4

Продолжение таблицы 21.1 – Исходные данные к выполнению практической работы № 23 "Расчет основных параметров компрессора по ступеням сжатия".

№ варианта	Частота вращения вала компрессора, n , об/мин	Диаметр цилиндра, D , мм	Длина хода поршня, S , мм	Давление газа на нагнетании, p_2 , МПа	Число ступеней сжатия, z	Число рабочих камер, i
6	735	280	180	7,8	2	4
7	600	300	160	8,0	2	4
8	300	500	420	0,6	1	2
9	365	500	500	1,1	1	2
10	450	510	250	1,0	1	2

Список литературы

Основные источники

1. Ильский, А.Л. Буровые машины и механизмы: учебник для техникумов / А.Л. Ильский, А.П. Шмидт. – Москва: Альянс, 2019. – 396с. – ISBN 978-5-00106-391-9. – Текст : непосредственный.
2. Ладенко, А.А. Оборудование для бурения скважин / А.А. Ладенко. – Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. – 180 с. – ISBN 978-5-9729-0280-4. – Текст : электронный. – URL: <https://znanium.com/catalog/product/1049197> (дата обращения: 01.06.2020). – Режим доступа: по подписке.
3. Ладенко, А.А. Технологии ремонта и эксплуатации нефтепромыслового оборудования : учеб. пособие / А.А. Ладенко. – Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. – 180 с. – ISBN 978-5-9729-0282-8. – Текст : электронный. – URL: <https://znanium.com/catalog/product/1049181> (дата обращения: 01.06.2020). – Режим доступа: по подписке.
4. Молчанов, А.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы: учебник для техникумов / А.Г. Молчанов, В.Л. Чичеров. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Альянс, 2020. – 316с. – ISBN 978-5-00106-380-3. – Текст : непосредственный.

Дополнительные источники

5. Вышкомонтажник: учеб. пособие / авт.-сост. В.И. Малофеев, Б.В. Покрепин, Е.В. Дорошенко. – Ростов н/Д : Феникс, 2018. – 381 с. – ISBN 978-5-9729-0280-4. – Текст : непосредственный.
6. Куклин, Н. Г. Детали машин: учебник / Куклин Н.Г., Куклина Г.С., Житков В.К., – 9-е изд., перераб. и доп – Москва : КУРС : НИЦ ИНФРА-М, 2019. – 512 с.: ил. – ISBN 978-5-905554-84-1. – Текст : электронный. – URL: <https://znanium.com/catalog/product/967681> (дата обращения: 01.06.2020). – Режим доступа: по подписке.
7. Ладенко, А.А. Расчет нефтепромыслового оборудования / А.А. Ладенко, П.С. Кунина. – Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. – 188 с. – ISBN 978-5-9729-0281-1.

– Текст : электронный. – URL: <https://znanium.com/catalog/product/1049192> (дата обращения: 01.06.2020). – Режим доступа: по подписке.

8. Олофинская, В.П. Техническая механика. Курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий: учебное пособие / В.П. Олофинская. – 3-е изд., испр. – Москва: Неолит, 2019. – 352с. – ISBN 978-5-9908630-4-0. – Текст : непосредственный.

9. Покрепин, Б.В. Эксплуатация нефтяных и газовых месторождений (МДК.01.02): учеб. пособие / Б.В. Покрепин. – Ростов н/Д: Феникс, 2016. – 605с.: ил. – ISBN 978-5-222-26386-0. – Текст : непосредственный.

10. Элияшевский, И.В. Типовые задачи и расчеты в бурении: учебное пособие для техникумов / И.В. Элияшевский, М.Н. Сторонский, Я.М. Орсуляк. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Альянс, 2020. - 296с. – ISBN 978-5-00106-408-4. – Текст : непосредственный.

11. Юрчук, А.М. Расчеты в добыче нефти: учебник для техникумов / А.М. Юрчук, А.З. Истомин. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Альянс, 2020. - 272с. – ISBN 978-5-00106-312-4. – Текст : непосредственный.

Интернет-ресурсы

12. Бурение и нефть: специализированный журнал – URL: <http://burneft.ru/> (дата обращения: 02.06.2020). Текст: электронный.

13. Веб-механик: [инженерный портал]: сайт – URL: <http://web-mechanic.ru/> (дата обращения: 02.06.2020). Текст: электронный.

14. ГОСТы и стандарты: [база документов]: сайт. – URL: <http://standartgost.ru/> (дата обращения: 02.06.2020). Текст: электронный.

15. О недрах (в редакции Федерального закона от 3 марта 1995 года N 27-ФЗ) (с изменениями на 8 июня 2020 года). – Текст: электронный // Консорциум Кодекс: [электронный фонд правовой и нормативно-технической документации]: сайт – URL: <http://docs.cntd.ru/document/9003403> (дата обращения: 02.06.2020).

16. Производственно-инжиниринговая компания ENCE GmbH (Швейцария): [производство нефтяного оборудования] : официальный сайт – URL: <https://ence.ch/ru/> (дата обращения: 02.06.2020). Текст: электронный.

Приложения

Приложение А

Масса одного погонного метра утяжеленных бурильных труб (УБТ), кг/м

Наружный диаметр УБТ, мм	Диаметр отверстия УБТ, мм											
	32	35	38	40	44	46	51	57	71	76	80	90
79	32	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
89	42	–	40	–	–	–	–	–	–	–	–	–
95	49	48	46	–	–	–	–	–	–	–	–	–
105	–	–	–	–	56	–	52	–	–	–	–	–
108	65	–	63	62	60	58	56	52	–	–	–	–
121	–	–	–	–	78	77	74	70	–	–	–	–
127	–	–	–	–	–	–	–	79	–	–	–	–
133	–	–	–	–	–	–	–	88	–	–	–	–
146	–	–	–	–	–	–	–	111	100	95	–	–
152	–	–	–	–	–	–	–	122	111	106	–	–
159	–	–	–	–	–	–	–	135	124	–	–	–
165	–	–	–	–	–	–	–	147	136	131	–	–
171	–	–	–	–	–	–	–	159	148	–	–	–
178	–	–	–	–	–	–	–	174	163	–	155	144

Приложение Б

Масса одного погонного метра бурильных труб (БТ), кг/м

Условный диаметр БТ, мм	Толщина стенки БТ, мм				
	7	8	9	10	11
60	9,15	–	11,3	–	–
73	11,4	–	14,2	–	16,8
89	14,2	–	17,8	–	21,2
102	16,4	18,5	20,4	22,4	–
114	18,5	20,9	23,3	25,7	28,0
127	20,7	23,5	26,2	28,9	–
140	–	26,0	29,0	32,0	35,0
168	–	–	35,3	39,0	–

Приложение В

Параметры буровых установок Уралмашзавода

Наименование параметров	БУ 3200/200ЭУК-2М2 БУ 3200/200ЭУК-2М2У БУ 3200/200ЭУ-1М БУ 3200/200ЭУ-1У	БУ 3200/200ЭУК-3МА	БУ 3200/200ДГУ-1М БУ 3200/200ДГУ-1У БУ 3200/200ДГУ-Г	БУ 5000/320ДГУ-1 БУ 5000/320ДГУ-1Г	БУ 5000/320ЭР БУ 5000/320ЭР-О БУ 5000/320ЭУК-Я	БУ 6500/400ЭР	БУ 5000/450ЭР-Г	БУ 8000/500ЭР	НБО-1К	НБО-Д	НБО-Э	БОЗД86-1	БОЗД86-2
Допускаемая нагрузка на крюке, кН	2000	2000	2000	3200	3200	4000	4500	5000	2000	2250	2250	3200	3260
Условная глубина бурения, м	3200	3200	3200	5000	5000	6500	5000	8000	3200	3600	3600	5000	5000
Оснастка	5x6	5x6	5x6	5x6	5x6	6x7	6x7	6x7	5x6	5x6	5x6	6x7	6x7
Скорость подъема крюка при рас- хаживании колонны, м/с	0,2 ± 0,05	0,1- 0,2	0,2	0,2	0,1 – 0,2	0,1- 0,2	0,2	0,2	0,2	0,19	0,18	0,16	0,16
Скорость подъема элеватора (без нагрузки), м/с, не менее	1,5	1,5	1,5	1,82	1,6	1,6	1,5	1,6	1,5	1,58	1,5	1,43	1,43
Расчетная мощность на входном валу подъемного агрегата, кВт	670	670	670	1100	1100	1475	1100	2200	670	710	700	690	690
Расчетная мощность привода ро- тора, кВт, не более	370	370	280	370	370	440	440	500	370	370	370	218	218
Мощность бурового насоса, кВт	950	950	950	950	1180	950	1180	1180	600	600	600	600	600
Вид привода	Э	ЭР	ДГ	ДГ	ЭР	ЭР	ЭР	ЭР	Э	Д	Э	Д	Д

Приложение Г

ГОСТ 3064-80 Канат одинарной свивки типа ТК конструкции 1х37 (1+6+12+18).

Сортамент

Диаметр, мм			Расчетная площадь сечения всех про- волоков, мм ²	Ориентиро- вочная масса 1000 м сма- занного ка- ната, кг	Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²)	
каната	проволоки				1370(140)	
	центральной	в слоях			Разрывное усилие, Н, не менее	
	1 проволока	36 про- волоков			суммарное всех проволок в канате	каната в целом
1,6	0,24	0,22	1,41	12,0	—	—
1,7	0,26	0,24	1,68	14,3	—	—
1,8	0,28	0,26	1,97	16,8	—	—
2,0	0,30	0,28	2,29	19,5	—	—
2,1	0,32	0,30	2,62	22,3	—	—
2,4	0,36	0,34	3,37	28,7	—	—
2,7	0,40	0,38	4,21	35,9	—	—
2,8	0,45	0,40	4,68	39,9	—	—
3,6	0,55	0,50	7,31	62,4	—	—
4,2	0,65	0,60	10,50	89,6	—	—
4,6	0,70	0,65	12,30	105,5	—	—
5,0	0,75	0,70	14,29	122,0	19600	16650
5,6	0,85	0,80	18,66	159,5	25600	21700
6,4	0,95	0,90	23,61	201,5	32350	27450
7,0	1,10	1,00	29,22	248,4	40050	34050
7,8	1,20	1,10	35,34	300,4	48450	41150
8,5	1,30	1,20	42,04	359,0	57650	49000
9,2	1,40	1,30	49,32	421,0	67650	57450
9,9	1,50	1,40	57,18	488,0	78450	66600
10,5	1,60	1,50	65,63	560,0	90000	76450
11,5	1,70	1,60	74,65	637,0	102000	87000
12,0	1,80	1,70	84,26	719,0	115500	97850
12,5	1,90	1,80	94,44	806,0	129500	109500
14,0	2,20	2,00	116,89	993,6	160000	135500
15,5	2,40	2,20	141,37	1200,0	193500	164000
17,0	2,60	2,40	168,17	1425,0	230500	195500
18,5	2,80	2,60	197,29	1685,0	270500	229500
20,0	3,00	2,80	228,74	1955,0	313500	266500
21,0	3,20	3,00	262,51	2240,0	360000	305500
22,5	3,40	3,20	298,52	2550,0	409500	347000
24,0	3,60	3,40	337,03	2875,0	462000	396000
27,0	4,00	3,80	420,84	3590,0	577000	490000

Приложение Д

ГОСТ 16853-88 Канаты стальные талевые для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Технические условия

Диаметр каната, мм	Площадь сечения, мм ²	Масса 1 пог. м, кг/м	Разрывное усилие каната в целом, кН, при временном сопротивлении разрыву Н/мм ² (кгс/мм ²)			Диаметр проволок внешнего слоя, мм
			1570(160)	1670(170)	1770(180)	
Канат типа ЛК-РО 6х31 + 1 м.с.(1 + 6 + 6/6 + 12) + 7х7(1 + 6); 6х31 = 186 проволок						
25	300,64	2,66	400,5	426,0	451,0	1,60
28	376,50	3,38	502,0	533,0	564,5	1,80
32	475,75	4,20	634,5	673,5	713,0	2,00
35	564,13	5,05	752,0	799,0	846,0	2,20
38	672,50	5,98	896,5	952,5	1009,0	2,40
Канат типа ЛК-РО 6х31 + 1 о.с.(1 + 6 + 6/6 + 12) + 7х7(1 + 6); 6х31 = 186 проволок						
25	262,18	2,45	349,0	371,0	393,0	1,60
28	329,95	3,00	439,5	467,5	494,5	1,80
32	409,94	3,80	546,5	580,5	615,0	2,00
35	494,01	4,64	658,5	700,0	741,0	2,20
38	585,92	5,45	781,0	830,0	878,5	2,40

Приложение Е

Основные размеры и ориентировочные расчетные параметры упорно-радиальных шарикоподшипников

Условное обозначение подшипника	Размеры подшипника, мм			Шарики		Грузоподъемность, кН		Запас грузоподъемности, C_0/P
	внутренний диаметр, d	наружный диаметр, D	высота, Н	диаметр, $D_{ш}$	число, Z	статическая, C_0	динамическая, C	
91682/750X	750	1000	150	76,2	29	84200	10300	2,63
1687/770X	770	1000	150	76,2	31	90000	10600	2,25
1687/1060	1060	1280	150	63,5	48	96700	9800	1,53
1687/1400	1400	1630	150	63,5	62	125000	10900	1,56

Приложение Ж

Параметры шинно-пневматических муфт

Параметры	Типоразмер муфты			
	ШПМ 300x100	ШПМ 500x125	ШПМ 700x200	ШПМ 1070x200
Масса внутреннего слоя баллона вместе с колодками, G, кг	2,77	12,8	37,0	56,0
Средний радиус масс, r, м	0,16	0,26	0,365	0,571
Внутренний диаметр полости баллона, D_B , м	0,337	0,570	0,782	1,150
Диаметр ведомого барабана, D_6 , м	0,300	0,500	0,700	1,070
Ширина полости баллона, B_6 , м	0,100	0,125	0,200	0,200
Ширина муфты B_M , м	0,100	0,125	0,200	0,200

Приложение И

Средний вес одного погонного метра насосных штанг в воздухе

Диаметр штанг, мм	16	19	22	25
Вес одного погонного метра, Н/м	17,2	23,1	30,8	40,2