

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Нестерова Людмила Викторовна  
Должность: Директор филиала Инди (филиал) ФГБОУ ВО «ЮГУ»  
Дата подписания: 06.06.2024 08:42:49  
Уникальный программный ключ:  
381fbc5f0c4ccc6e500e8bc981c25b0c0e3

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Индустриальный институт (филиал)  
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования «Югорский государственный университет»  
(Инди (филиал) ФГБОУ ВО «ЮГУ»)**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
для обучающихся по выполнению практических работ**

Тема 3 Монтаж, расчет, принцип работы и эксплуатации нефтегазопромыслового  
оборудования и инструмента

Тема 4 Технологические операции по техническому обслуживанию  
наземного оборудования и подземному ремонту скважин

ПМ.02. Эксплуатация нефтегазопромыслового оборудования  
МДК 02.01. Эксплуатация нефтегазопромыслового оборудования

**Специальность 21.02.01 Разработка и эксплуатация  
нефтяных и газовых месторождений**

РАССМОТРЕНО:

Предметной комиссией  
специальных  
нефтегазовых дисциплин  
Протокол № 1 от 7.09.2023г.

Председатель ПЦК

 Г.А. Ребенок

УТВЕРЖДЕНО

заседанием  
методического совета  
Протокол № 1 от 21.09.2023г.

Старший методист

 Г.Р. Давлетбаева

Методические указания разработаны на основании программы профессионального модуля по специальности 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений

Разработчики:

ИнДИ (филиал) ФГБОУ ВО «ЮГУ»  
(занимаемая должность)

 /Г.А Ребенок / преподаватель  
(фамилия,инициалы)

## Содержание

|   |            |
|---|------------|
| <b>Пояснительная записка</b>                                  | <b>4</b>   |
| <b>Правила выполнения практических работ</b>                  | <b>4</b>   |
| <b>Методические указания по выполнению практических работ</b> | <b>5</b>   |
| <b>Список литературы</b>                                      | <b>127</b> |

## **ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

Методические указания по выполнению практических работ разработаны на основе программы профессионального модуля ПМ.02.Эксплуатация нефтегазопромыслового оборудования. МДК 02.01. Эксплуатация нефтегазопромыслового оборудования. Тема 3 Монтаж, расчет, принцип работы и эксплуатации нефтегазопромыслового оборудования и инструмента . Тема 4 Технологические операции по техническому обслуживанию наземного оборудования и подземному ремонту скважин и предназначены для реализации Федеральных государственных образовательных стандартов среднего профессионального образования по специальности 21.02.01 Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений

Практические занятия являются основными видами учебных занятий, направленными на подтверждение теоретических положений и формирование учебных и профессиональных практических умений.

Содержание практических заданий соответствует теоретическому материалу изучаемого раздела.

Выполнение обучающимися практических занятий формирует:

- учебно-аналитические умения (обобщение и систематизация теоретических знаний);
- умения применять профессионально-значимые знания в соответствии с профилем специальности СПО, профилем профессии;
- умения использовать нормативно-справочную литературу, техническую документацию выполнения необходимых расчетов.

Дисциплины, по которым планируются практические занятия, определяются учебными планами, проводятся в соответствии с календарно - тематическим планированием по данному МДК и выполняются во время практических занятий.

Практические занятия относятся к основным видам учебных занятий и составляют важную часть теоретической и профессиональной практической подготовки.

Невыполненные по причине пропусков практические и лабораторные работы выполняются студентом самостоятельно и сдаются на проверку преподавателю в установленные сроки.

Результаты выполнения практических и лабораторных заданий выставляются преподавателем в журнал учебных занятий.

## **ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ**

Практическое занятие должно проводиться в учебных кабинетах или специально оборудованных помещениях (площадках, полигонах и т.п.). Количество оборудованных мест должно быть необходимым для достижения поставленных целей обучения и достаточным для обеспечения обучаемым условий комфортности.

Продолжительность занятия не менее двух академических часов. Необходимыми структурными элементами практического занятия, помимо самостоятельной деятельности студентов, являются инструктаж, проводимый преподавателем, а также анализ и оценка выполненных работ и степени овладения студентами запланированными умениями.

Практические занятия должны быть обеспечены в достаточном объеме необходимыми методическими материалами, включающими в себя комплект методических указаний к циклу практических работ по данной дисциплине.

Содержание практического занятия определяется перечнем профессиональных умений по конкретной учебной дисциплине (модулю), а также характеристикой профессиональной деятельности выпускников, требованиями к результатам освоения основной профессиональной образовательной программы:

Во время занятий должны соблюдаться порядок и дисциплина в соответствии с правилами пользования данной лаборатории.

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ**

В методических рекомендациях может быть дана справочная информация по изучаемой теме, методические указания студентам по выполнению лабораторных, практических работ, эталон решения задачи, контрольные задания в необходимом количестве вариантов, дающие возможность обеспечить индивидуальное выполнение задания студентом.

Практические работы выполняются в ученической тетради в клетку, на обложке которой должны быть указаны название МДК, индивидуальный вариант по списку в журнале.

Работа должна содержать название, цель работы, краткое описание практической работы и расчетную часть, включающую таблицы измерений, графики, расчет искомых величин и их погрешностей (или в соответствии с требованиями дисциплины и МДК).

Задания практической работы переписывать полностью. При необходимости записи сопровождать схемами, рисунками, таблицами. Записи выполняются чернилами или пастой черного (фиолетового) цвета, четко и разборчиво.. При расчетах следует записать формулу, а только затем числовые вычисления. Выполнение расчетов и их запись должны носить последовательный характер. Не допускается подставлять формулу значения какой-либо величины, а ниже производить вычисления этого числа. Каждое значение начинать с новой страницы.

Графическая часть практической работы выполняется аккуратно, с использованием чертежных инструментов. Все рисунки и схемы должны быть пронумерованы в порядке их расположения. По тексту при оформлении каждой из задач необходимо делать ссылку на номер рисунка или схемы. На рисунках (схемах) необходимо нанести известные и искомые параметры.

При оформлении заданий практической работы должна соблюдаться следующая последовательность (каждый пункт выполняется с красной строки):

1. Задание практической работы,
2. Исходные данные для решения задачи, (единицы измерения перевести в систему СИ);
3. Рисунок (схема),
4. Ниже изложение хода решения задачи с пояснениями,

При необходимости следует сравнить полученные результаты с известными данными. Если обнаружено несоответствие полученных результатов и теоретических расчетов или известных данных, необходимо обосновать возможные причины этих несоответствий.

Студент допускается к экзамену по МДК, если его работы зачтены. Если в работе допущены ошибки работа возвращается студенту. Получив прорецензированную практическую работу, студент должен исправить ошибки и дать необходимые дополнения к ответам, если этого требует рецензия. Работу над ошибками следует проводить в этой же тетради. Если исправлений требуется слишком много, работу следует выполнить заново и сдать ее вместе с ранее выполненной.

Пропущенные практические занятия студент должен отработать на консультации

## Практическая работа № 1

### Расчет и построение графика движения поршня

**Цель:** Усвоить характер изменения скорости и ускорения поршня в насосе объемного типа.

**Задача:** Построить графики скорости и ускорения поршня в насосе объемного типа,

#### Общие сведения

Согласно теории кривошипно-шатунных механизмов следует, что изменение мгновенной скорости движения поршня во времени с достаточной степенью приближения следует синусоидальному закону:

$$v = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad \text{м/с}, \quad (1)$$

где  $r$  - радиус кривошипа, м

$\omega$  - угловая скорость вращения кривошипа,  $\text{с}^{-1}$

$\alpha$  - угол поворота кривошипа

Следовательно, скорость движения поршня – величина переменная, изменяется по синусоиде (см. рисунок 1, б). В мёртвых положениях при  $\alpha = 0^\circ$  и  $\alpha = 180^\circ$  скорость поршня равна нулю ( $\sin \alpha = 0$ ), т.к он останавливается чтобы изменить направление движения. Максимальное значение скорость поршня приобретёт при  $\alpha = 90^\circ$  и  $\alpha = 270^\circ$ , т.е. при среднем положении поршня ( $\sin \alpha = 1$ ).

Ускорение поршня является первой производной от скорости по времени и определяется по формуле:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad \text{м/с}^2, \quad (2)$$

Из формулы следует, что ускорение поршня изменяется по косинусоиде (см. рисунок 1, в) и в противоположность скорости в мёртвых положениях поршня (при  $\alpha = 0^\circ$  и  $\alpha = 180^\circ$ ) будет иметь максимальное значение, при чем во второй половине хода со знаком минус. Нулевое значение ускорение будет иметь при  $\alpha = 90^\circ$  и  $\alpha = 270^\circ$ .

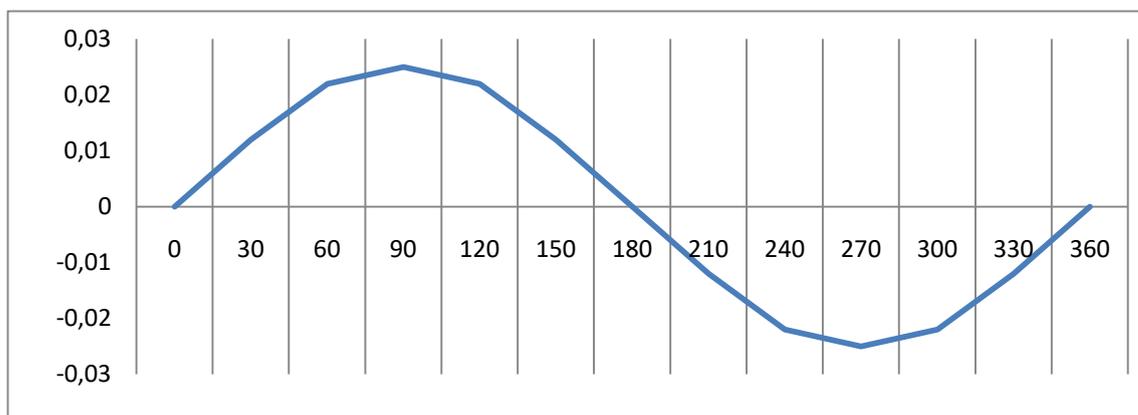


Рисунок 1- График скорости движения поршня (синусоида)

#### Задача

Построить графики скорости и ускорения поршня по исходным данным (таблица 1).

Таблица 1

| Вариант | Число поршней $z$ | Число рабочих камер $i$ | Число двойных ходов поршня $n$ , $\text{мин}^{-1}$ | Длина хода поршня $S$ , м | Диаметр цилиндра $D$ , м | Давление нагнетания $P_n$ , МПа | Диаметр штока $d$ , м |
|---------|-------------------|-------------------------|--|---------------------------|--------------------------|---------------------------------|-----------------------|
| 1       | 3                 | 3                       | 135  | 0,25                      | 0,18                     | 18,5                            | 0,06                  |
| 2       | 3                 | 3                       | 120  | 0,25                      | 0,12                     | 25                              | 0,06                  |
| 3       | 3                 | 3                       | 135  | 0,25                      | 0,18                     | 11,3                            | 0,065                 |

|    |   |   |     |      |      |      |       |
|----|---|---|-----|------|------|------|-------|
| 4  | 3 | 3 | 120 | 0,20 | 0,12 | 24   | 0,065 |
| 5  | 2 | 2 | 65  | 0,40 | 0,2  | 9,6  | 0,07  |
| 6  | 2 | 2 | 65  | 0,30 | 0,13 | 12   | 0,07  |
| 7  | 2 | 2 | 65  | 0,30 | 0,2  | 14,2 | 0,07  |
| 8  | 2 | 2 | 65  | 0,40 | 0,13 | 10   | 0,07  |
| 9  | 3 | 3 | 135 | 0,25 | 0,18 | 17   | 0,07  |
| 10 | 3 | 3 | 135 | 0,20 | 0,13 | 31   | 0,07  |
| 11 | 3 | 3 | 125 | 0,18 | 0,18 | 19   | 0,06  |
| 12 | 3 | 3 | 125 | 0,29 | 0,14 | 18   | 0,06  |
| 13 | 3 | 3 | 125 | 0,30 | 0,18 | 24   | 0,06  |
| 14 | 3 | 3 | 125 | 0,40 | 0,14 | 20   | 0,06  |
| 15 | 2 | 2 | 60  | 0,45 | 0,2  | 10   | 0,065 |

### Ход работы

1. Построить график скорости поршня  $v$  в зависимости от угла поворота кривошипа  $\alpha$ . Для построения графика выбираем интервал угла поворота кривошипа  $30^\circ$  и рассчитываем соответствующее каждому углу значение скорости. Данные заносим в таблицу.

|               |   |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|---------------|---|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Параметр      | 1 | 2  | 3  | 4  | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  | 11  | 12  | 13  |
| $\alpha$      | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| $\sin \alpha$ |   |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| $v$           |   |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |

Скорость поршня рассчитываем для 13 параметров по формуле 1, где радиус кривошипа рассчитывается:  $r = S/2$ , м; угловая скорость вращения кривошипа рассчитывается  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ ,  $c^{-1}$ .

2. Построить график ускорения поршня. Для построения графика также выбираем интервал угла поворота кривошипа  $30^\circ$  и рассчитываем соответствующее каждому углу значение ускорения. Данные заносим в таблицу.

|               |   |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|---------------|---|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Параметр      | 1 | 2  | 3  | 4  | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  | 11  | 12  | 13  |
| $\alpha$      | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| $\cos \alpha$ |   |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| $a$           |   |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |

Для определения ускорения воспользуемся формулой 2.  
Сделать вывод.

### Контрольные вопросы:

1. Описать график движения поршня насоса двойного действия
2. При каких значениях  $\alpha$  скорость максимальная?
3. По какому закону изменяются скорость и ускорение движения поршня?
4. В какой зависимости находится радиус кривошипа от длины хода поршня?
5. Как связана подача с углом поворота кривошипа?
6. При каких значениях  $\alpha$  ускорение равно 0?

## Практическая работа № 2

### Тема: Расчет основных параметров поршневого насоса

**Цель:** Формирование умения рассчитывать параметры поршневых насосов.

**Задача:** Произвести расчет основных параметров поршневого насоса по исходным данным (таблица 1).

Таблица 1

| Вариант | Число поршней $z$ | Число рабочих камер $i$ | Число двойных ходов поршня $n$ , $\text{мин}^{-1}$ | Длина хода поршня $S$ , м | Диаметр цилиндра $D$ , м | Давление нагнетания $P_n$ , МПа | Диаметр штока $d$ , м |
|---------|-------------------|-------------------------|--|---------------------------|--------------------------|---------------------------------|-----------------------|
| 1       | 3                 | 3                       | 135  | 0,25                      | 0,18                     | 18,5                            | 0,06                  |
| 2       | 3                 | 3                       | 120  | 0,25                      | 0,12                     | 25                              | 0,06                  |
| 3       | 3                 | 3                       | 135  | 0,25                      | 0,18                     | 11,3                            | 0,065                 |
| 4       | 3                 | 3                       | 120  | 0,20                      | 0,12                     | 24                              | 0,065                 |
| 5       | 2                 | 2                       | 65   | 0,40                      | 0,2                      | 9,6                             | 0,07                  |
| 6       | 2                 | 2                       | 65   | 0,30                      | 0,13                     | 12                              | 0,07                  |
| 7       | 2                 | 2                       | 65   | 0,30                      | 0,2                      | 14,2                            | 0,07                  |
| 8       | 2                 | 2                       | 65   | 0,40                      | 0,13                     | 10                              | 0,07                  |
| 9       | 3                 | 3                       | 135  | 0,25                      | 0,18                     | 17                              | 0,07                  |
| 10      | 3                 | 3                       | 135  | 0,20                      | 0,13                     | 31                              | 0,07                  |
| 11      | 3                 | 3                       | 125  | 0,18                      | 0,18                     | 19                              | 0,06                  |
| 12      | 3                 | 3                       | 125  | 0,29                      | 0,14                     | 18                              | 0,06                  |
| 13      | 3                 | 3                       | 125  | 0,30                      | 0,18                     | 24                              | 0,06                  |
| 14      | 3                 | 3                       | 125  | 0,40                      | 0,14                     | 20                              | 0,06                  |
| 15      | 2                 | 2                       | 60   | 0,45                      | 0,2                      | 10                              | 0,065                 |

Поршневой насос является насосом объёмного действия, и имеет жёсткую техническую характеристику. Это значит, что его подача не зависит от давления, как это имеет место в центробежных насосах

Несмотря на многообразие машин для перекачки жидкостей и газов, можно выделить ряд основных параметров, характеризующих их работу: производительность, потребляемая мощность и напор.

Производительность (подача, расход) – объем среды, перекачиваемый насосом в единицу времени. Обозначается буквой  $Q$  и имеет размерность  $\text{м}^3/\text{час}$ ,  $\text{л}/\text{сек}$ , и т.д. В величину расхода входит только фактический объем перемещаемой жидкости без учета обратных утечек. Отношение теоретического и фактического расходов выражается величиной объёмного коэффициента полезного действия:

Однако в современных насосах, благодаря надёжной герметизации трубопроводов и соединений, фактическая производительность совпадает с теоретической. В большинстве случаев подбор насоса идет под конкретную систему трубопроводов, и величина расхода задается заранее.

Напор – энергия, сообщаемая насосом перекачиваемой среде, отнесенная к единице массы перекачиваемой среды. Обозначается буквой  $H$  и имеет размерность метры. Стоит уточнить, что напор не является геометрической характеристикой и не является высотой, на которую насос может поднять перекачиваемую среду.

Потребляемая мощность (мощность на валу) – мощность, потребляемая насосом при работе. Потребляемая мощность отличается от полезной мощности насоса, которая

затрачивается непосредственно на сообщение энергии перекачиваемой среде. Часть потребляемой мощности может теряться из-за протечек, трения в подшипниках и т.д. Коэффициент полезного действия определяет соотношение между этими величинами.

Для различных типов насосов расчет этих характеристик может отличаться, что связано с различиями в их конструкции и принципах действия.

### Расчет производительности для различных насосов

Для поршневого насоса простого действия формула расхода будет выглядеть следующим образом:

$$Q = F \cdot S \cdot n \cdot \eta_v$$

$Q$  – расход ( $\text{м}^3/\text{с}$ )

$F$  – площадь поперечного сечения поршня,  $\text{м}^2$

$S$  – длина хода поршня,  $\text{м}$

$n$  – частота вращения вала,  $\text{сек}^{-1}$

$\eta_v$  – объемный коэффициент полезного действия

Для поршневого насоса двойного действия формула расчета производительности будет несколько отличаться, что связано наличием штока поршня, уменьшающего объем одной из рабочих камер цилиндра.

$$Q = F \cdot S \cdot n + (F-f) \cdot S \cdot n = (2F-f) \cdot S \cdot n$$

$Q$  – расход,  $\text{м}^3/\text{с}$

$F$  – площадь поперечного сечения поршня,  $\text{м}^2$

$f$  – площадь поперечного сечения штока,  $\text{м}^2$

$S$  – длина хода поршня,  $\text{м}$

$n$  – частота вращения вала,  $\text{сек}^{-1}$

$\eta_v$  – объемный коэффициент полезного действия

Если пренебречь объемом штока, то общая формула производительности поршневого насоса будет выглядеть следующим образом:

$$Q = N \cdot F \cdot S \cdot n \cdot \eta_v$$

где  $N$  – число действий, совершаемых насосом за один оборот вала.

Как было отмечено выше, напор не является геометрической характеристикой и не может отождествляться с высотой, на которую необходимо поднять перекачиваемую жидкость. Необходимое значение напора складывается из нескольких слагаемых, каждое из которых имеет свой физический смысл.

Общая формула расчета напора (диаметры всасывающего и нагнетающего патрубком приняты одинаковыми):

$$H = (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) + H_r + h_n$$

$H$  – напор,  $\text{м}$

$p_1$  – давление в заборной емкости,  $\text{Па}$

$p_2$  – давление в приемной емкости,  $\text{Па}$

$\rho$  – плотность перекачиваемой среды,  $\text{кг}/\text{м}^3$

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

$H_r$  – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды,  $\text{м}$

$h_n$  – суммарные потери напора,  $\text{м}$

Первое из слагаемых формулы расчета напора представляет собой перепад давлений, который должен быть преодолен в процессе перекачивания жидкости. Возможны случаи, когда давления  $p_1$  и  $p_2$  совпадают, при этом создаваемый насосом напор будет уходить на поднятие жидкости на определенную высоту и преодоление сопротивления.

Второе слагаемое отражает геометрическую высоту, на которую необходимо поднять перекачиваемую жидкость. Важно отметить, что при определении этой величины не учитывается геометрия напорного трубопровода, который может иметь несколько подъемов и спусков.

Третье слагаемое характеризует снижение создаваемого напора, зависящее от характеристик трубопровода, по которому перекачивается среда. Реальные трубопроводы неизбежно будут оказывать сопротивление току жидкости, на преодоление которого необходимо иметь запас величины напора. Общее сопротивление складывается из потерь на трение в трубопроводе и потерь в местных сопротивлениях, таких как повороты и отводы трубы, вентили, расширения и сужения прохода и т.д. Суммарные потери напора в трубопроводе рассчитываются по формуле:

$H_{об}$  – суммарные потери напора, складывающиеся из потерь на трение в трубах  $H_T$  и потерь в местных сопротивлениях  $H_{МС}$

$$H_{об} = H_T + H_{МС} = (\lambda \cdot l) / d_э \cdot [w_2 / (2 \cdot g)] + \sum \zeta_{МС} \cdot [w_2 / (2 \cdot g)] = ((\lambda \cdot l) / d_э + \sum \zeta_{МС}) \cdot [w_2 / (2 \cdot g)]$$

где

$\lambda$  – коэффициент трения

$l$  – длина трубопровода, м

$d_э$  – эквивалентный диаметр трубопровода, м

$w$  – скорость потока, м/с

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

$w_2 / (2 \cdot g)$  – скоростной напор, м

$\sum \zeta_{МС}$  – сумма всех коэффициентов местных сопротивлений

### Расчет потребляемой мощности насоса

Выделяют несколько мощностей в зависимости от потерь при ее передаче, которые учитываются различными коэффициентами полезного действия. Мощность, идущая непосредственно на передачу энергии перекачиваемой жидкости, рассчитывается по формуле:

$$N_{П} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

$N_{П}$  – полезная мощность, Вт

$\rho$  – плотность перекачиваемой среды, кг/м<sup>3</sup>

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

$Q$  – расход, м<sup>3</sup>/с

$H$  – общий напор, м

Мощность, развиваемая на валу насоса, больше полезной, и ее избыток идет на компенсацию потерь мощности в насосе. Взаимосвязь между полезной мощностью и мощностью на валу устанавливается коэффициентом полезного действия насоса. КПД насоса учитывает утечки через уплотнения и зазоры (объемный КПД), потери напора при движении перекачиваемой среды внутри насоса (гидравлический КПД) и потери на трение между подвижными частями насоса, такими как подшипники и сальники (механический КПД).

$$N_{В} = N_{П} / \eta_{Н}$$

$N_{В}$  – мощность на валу насоса, Вт

$N_{П}$  – полезная мощность, Вт

$\eta_{Н}$  – коэффициент полезного действия насоса

В свою очередь мощность, развиваемая двигателем, превышает мощность на валу, что необходимо для компенсации потерь энергии при ее передаче от двигателя к насосу. Мощность электродвигателя и мощность на валу связаны коэффициентами полезного действия передачи и двигателя.

$$N_{Д} = N_{В} / (\eta_{П} \cdot \eta_{Д})$$

$N_d$  – потребляемая мощность двигателя, Вт

$N_B$  – мощность на валу, Вт

$\eta_{п}$  – коэффициент полезного действия передачи

$\eta_{д}$  – коэффициент полезного действия двигателя

Окончательная установочная мощность двигателя высчитывается из мощности двигателя с учетом возможной перегрузки в момент запуска.

$$N_y = \beta \cdot N_d$$

$N_y$  – установочная мощность двигателя, Вт

$N_d$  – потребляемая мощность двигателя, Вт

$\beta$  – коэффициент запаса мощности

### Контрольные вопросы

1. Обозначение и размерность подачи насоса;
2. От чего зависит расхода поршневого насоса простого действия;
3. Вывести формулу расхода поршневого насоса двойного действия;
4. От чего зависит полезная мощность насоса;
5. Чему равен КПД насоса;
6. Что учитывает КПД насоса учитывает;
7. Назвать тип насоса с указанием технических характеристик.

## Практическая работа № 3

### Тема: Построение рабочих характеристик центробежных насосов

**Цель:** Закрепление знаний по теме, отработка навыков работы с графиками. Построить рабочую характеристику, определить оптимальную зону работы насоса.

### Методические указания

Зависимость между основными параметрами работы центробежного насоса при постоянном числе оборотов вала и работе насоса на воде удобно для наглядности изобразить в прямоугольной схеме координат. Для этого подачу откладываем по оси абсцисс, а напор, мощность и КПД по оси ординат. Полученный график называется рабочей характеристикой насоса (рис. 1).

Рабочая характеристика строится на заводе -изготовителе после испытания насоса и прикладывается к паспорту. Характеристика нужна для правильной эксплуатации насоса. Точка А, соответствующая максимальному КПД, точкой, а параметры работы насоса при максимальном КПД -оптимальными. По этим параметрам проводится маркировка насоса.

Пример: Насос ЦНС 300-360 имеет при максимальном КПД подачу 300 м<sup>3</sup>/час. и напор 360м. При эксплуатации насоса допускается снижение максимального КПД на 5-7%. Работа в таком режиме считается экономически целесообразной, а зона работы оптимальной или рабочей.

### Порядок расчетов:

1. Выбрав масштаб для каждого параметра, построить рабочую характеристику и определить оптимальную зону работы насоса.

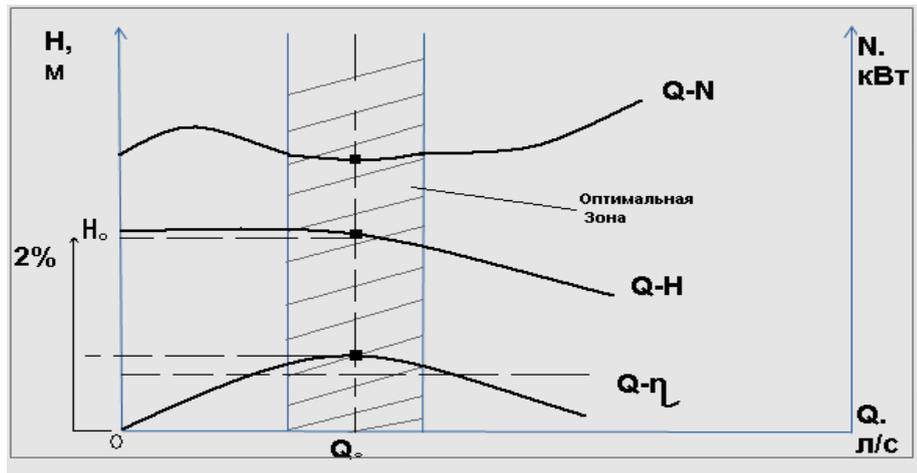


Рисунок 1 – Рабочая характеристика центробежного насоса

2. Определить коэффициент быстроходности по формуле 1:

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H_0^{\frac{4}{3}}} \quad (1)$$

где  $n$  – частота вращения вала в минуту;

$Q_0$  – оптимальная подача, м<sup>3</sup>/с;

$H_0$  – оптимальный напор насоса, м;

Для насосов, имеющих рабочее колесо с двухсторонним входом жидкости, в формулу 1 подставить значения  $0,5Q$ .

3. По значению коэффициента быстроходности определить тип насоса: тихоходный, нормальный и быстроходный (см. таблицу 2)

Таблица 2 - Классификация центробежных насосов

| Тип насоса                                 | Тихоходный | Нормальный | Быстроходный |
|--|------------|------------|--------------|
| Значение коэффициента быстроходности $n_s$ | 40 - 100   | 100 - 200  | 200 - 350    |

4. Определить допустимую высоту всасывания насоса по формуле 2:

$$H_B^{don} = 0,75 \left[ 10 - 10 \left( \frac{n \sqrt{Q_0}}{c} \right)^{\frac{4}{3}} \right] \text{ м}, \quad (2)$$

где  $C$  – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от коэффициента быстроходности (см. таблицу 3).

Таблица 3 - Значения кавитационного коэффициента быстроходности

|       |           |           |            |             |
|-------|-----------|-----------|------------|-------------|
| $n_s$ | 50 - 70   | 70 - 80   | 80 - 150   | 150 - 200   |
| $C$   | 600 - 750 | 750 - 800 | 800 - 1000 | 1000 - 1200 |

### 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?

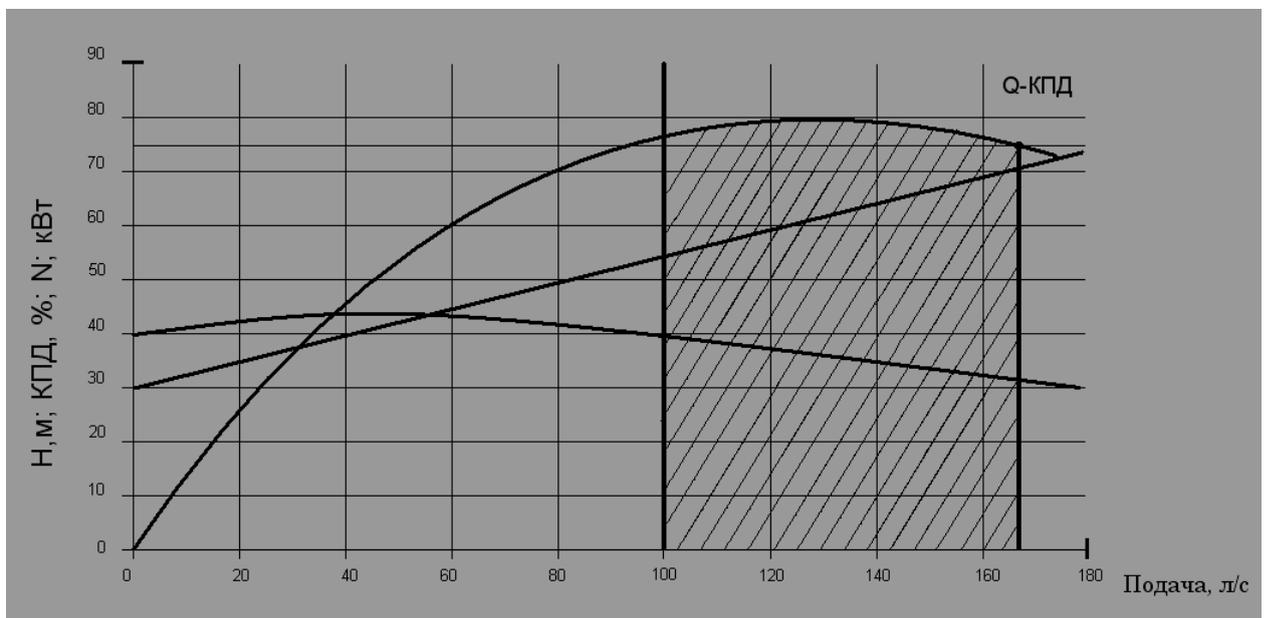
5. На какой жидкости строится рабочая характеристика?

**Пример**

Исходные данные:

| Параметры | Значения |    |    |    |    |     |     |     |     |     |
|-----------|----------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Q, л/с    | 0        | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 |
| H, м      | 40       | 41 | 42 | 43 | 42 | 41  | 39  | 37  | 34  | 30  |
| $\eta$ %  | 0        | 24 | 48 | 60 | 70 | 75  | 79  | 80  | 78  | 73  |
| N, кВт    | 29       | 34 | 39 | 44 | 49 | 54  | 59  | 64  | 69  | 74  |

1. Выберем масштаб построения характеристики для параметров H,  $\eta$ , N – 1:10, для Q – 1:0. Строим график рабочей характеристики (рис. 2).



|        |      |    |    |    |    |     |     |     |
|--------|------|----|----|----|----|-----|-----|-----|
| Q      | 0    | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 |
| H      | 23   | 36 | 35 | 32 | 27 | 22  | 15  | 15  |
| $\eta$ | 0    | 40 | 62 | 71 | 75 | 70  | 59  | 35  |
| N      | 15   | 21 | 27 | 33 | 40 | 46  | 52  | 58  |
| n      | 1450 |    |    |    |    |     |     |     |

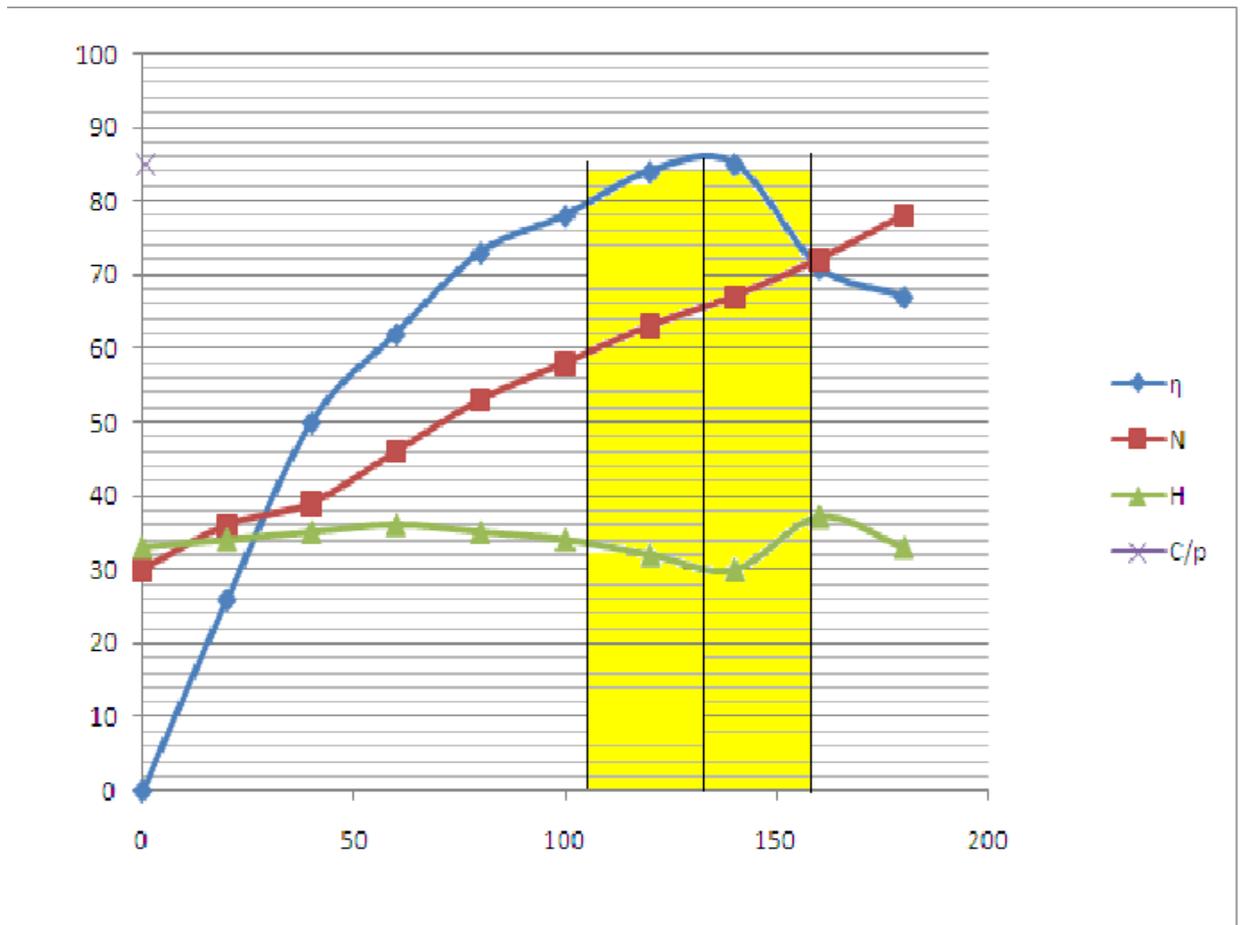


Рисунок 2 – Графики рабочей характеристики насоса, построенные по исходным данным

2. Оптимальный режим работы насоса соответствует значению самому большому значению  $\eta = 80\%$  (выделен в таблице исходных данных другим цветом букв):

$$Q = 140 \text{ л/с}; \quad H = 37 \text{ м}; \quad N = 64 \text{ кВт}$$

3. Для построения оптимальной зоны определяем значения минимально допустимого КПД, при котором работа насоса будет считаться экономически целесообразной:  $\eta_{\min} = 80 - 5 = 75\%$  где 5% - допускаемое снижение КПД.

Из точки на оси ординат, соответствующей значению  $\eta = 75\%$ , проводим горизонтальную прямую. Точки пересечения этой прямой с кривой  $Q - \eta$  отмечаем и проводим через них вертикальные прямые. Зона работы насоса в интервале подач 100 – 170 л/с и будет оптимальной зоной работы насоса.

4. Определяем коэффициент быстроходности по формуле 1:

$$n_s = 3,65 \frac{960 \sqrt{0,5 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}}{37^{3/4}} = 61$$

5. По таблице 2 определяем тип насоса: тихоходный.

6. Определяем допускаемую высоту всасывания насоса по формуле 2:

$$H_B^{\text{доп}} = 0,75 \left[ 10 - 10 \left( \frac{960 \cdot \sqrt{140 \cdot 10^{-3}}}{700} \right)^{\frac{4}{3}} \right] = 3,1 \text{ м}$$

**Исходные данные:**

| Вариант | Параметры | Значения |    |    |    |    |     |     |     |     |     |
|---------|-----------|----------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|
|         |           | 0        | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 |
| 1       | Q, л/с    | 0        | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 |
|         | H, м      | 43       | 44 | 45 | 46 | 45 | 44  | 42  | 40  | 37  | 33  |

|   |                      |      |     |     |     |     |      |     |     |     |     |
|---|----------------------|------|-----|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|
|   | η, %                 | 0    | 26  | 50  | 62  | 73  | 78   | 84  | 85  | 71  | 67  |
|   | N, кВт               | 30   | 36  | 39  | 46  | 53  | 58   | 63  | 67  | 72  | 78  |
|   | n, мин <sup>-1</sup> | 960  |     |     |     |     |      |     |     |     |     |
| 2 | Q, л/с               | 0    | 20  | 40  | 60  | 80  | 100  | 120 | 140 | 160 | 180 |
|   | H, м                 | 36   | 37  | 38  | 38  | 37  | 36   | 34  | 32  | 28  | 25  |
|   | η, %                 | 0    | 30  | 50  | 62  | 71  | 78   | 80  | 79  | 78  | 70  |
|   | N, кВт               | 14   | 20  | 26  | 31  | 37  | 43   | 49  | 55  | 61  | 67  |
|   | n, мин <sup>-1</sup> | 960  |     |     |     |     |      |     |     |     |     |
| 3 | Q, л/с               | 0    | 40  | 80  | 120 | 160 | 200  | 240 | 280 | 320 | -   |
|   | H, м                 | 33   | 33  | 32  | 32  | 31  | 29   | 27  | 24  | 20  | -   |
|   | η, %                 | 0    | 35  | 56  | 71  | 80  | 87   | 88  | 82  | 72  | -   |
|   | N, кВт               | 21   | 30  | 39  | 47  | 56  | 65   | 74  | 83  | 92  | -   |
|   | n, мин <sup>-1</sup> | 960  |     |     |     |     |      |     |     |     |     |
| 4 | Q, л/с               | 0    | 40  | 80  | 120 | 160 | 200  | 240 | 280 | 320 | -   |
|   | H, м                 | 24   | 25  | 24  | 23  | 22  | 21   | 18  | 14  | 10  | -   |
|   | η, %                 | 0    | 35  | 61  | 75  | 82  | 83   | 82  | 79  | 65  | -   |
|   | N, кВт               | 7    | 17  | 27  | 37  | 47  | 58   | 68  | 78  | 88  | -   |
|   | n, мин <sup>-1</sup> | 960  |     |     |     |     |      |     |     |     |     |
| 5 | Q, л/с               | 0    | 25  | 50  | 75  | 100 | 125  | 150 | 175 | 200 | -   |
|   | H, м                 | 69   | 72  | 75  | 72  | 71  | 68   | 61  | 55  | 40  | -   |
|   | η, %                 | 0    | 32  | 52  | 65  | 72  | 75   | 76  | 71  | 60  | -   |
|   | N, кВт               | 40   | 52  | 64  | 76  | 88  | 100  | 112 | 124 | 136 | -   |
|   | n, мин <sup>-1</sup> | 1450 |     |     |     |     |      |     |     |     |     |
| 6 | Q, л/с               | 0    | 20  | 50  | 75  | 100 | 125  | 150 | 175 | 200 | -   |
|   | H, м                 | 55   | 60  | 62  | 62  | 60  | 55   | 50  | 41  | 25  | -   |
|   | η, %                 | 0    | 34  | 54  | 67  | 74  | 76   | 75  | 68  | 43  | -   |
|   | N, кВт               | 30   | 41  | 52  | 63  | 74  | 85   | 96  | 107 | 118 | -   |
|   | n, мин <sup>-1</sup> |      |     |     |     |     | 1450 |     |     |     |     |
| 7 | Q, л/с               | 0    | 40  | 80  | 120 | 160 | 200  | 240 | 280 | 320 | -   |
|   | H, м                 | 65   | 64  | 63  | 62  | 61  | 60   | 59  | 58  | 30  | -   |
|   | η, %                 | 0    | 30  | 55  | 70  | 78  | 80   | 82  | 80  | 50  | -   |
|   | N, кВт               | 70   | 84  | 98  | 112 | 126 | 140  | 154 | 168 | 182 | -   |
|   | n, мин <sup>-1</sup> |      |     |     |     |     | 1450 |     |     |     |     |
| 8 |                      | 0    | 20  | 40  | 60  | 80  | 100  | 120 | 140 | -   | -   |
|   | H, м                 | 55   | 58  | 58  | 56  | 52  | 47   | 38  | 25  | -   | -   |
|   | η, %                 | 0    | 35  | 59  | 72  | 78  | 76   | 68  | 45  | -   | -   |
|   | N, кВт               | 22   | 31  | 40  | 49  | 58  | 67   | 76  | 85  | -   | -   |
|   | n, мин <sup>-1</sup> |      |     |     |     |     | 1450 |     |     |     |     |
| 9 | Q, л/с               | 0    | 40  | 80  | 120 | 160 | 200  | 240 | 280 | -   | -   |
|   | H, м                 | 90   | 95  | 98  | 98  | 92  | 88   | 80  | 65  | -   | -   |
|   | η, %                 | 0    | 38  | 59  | 72  | 79  | 81   | 70  | 48  | -   | -   |
|   | N, кВт               | 72   | 100 | 128 | 156 | 184 | 212  | 240 | 268 | -   | -   |
|   | n, мин <sup>-1</sup> |      |     |     |     |     | 1450 |     |     |     |     |
|   | Q, л/с               | 0    | 20  | 40  | 60  | 80  | 100  | 120 | 140 | -   | -   |

|    |                        |    |    |    |     |     |      |     |     |     |     |  |
|----|------------------------|----|----|----|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|--|
| 10 | Н,м                    | 43 | 46 | 45 | 42  | 37  | 32   | 25  | 15  | -   | -   |  |
|    | $\eta$ ,%              | 0  | 40 | 62 | 71  | 75  | 70   | 59  | 35  | -   | -   |  |
|    | Н,кВт                  | 15 | 21 | 27 | 33  | 40  | 46   | 52  | 55  | -   | -   |  |
|    | $n$ ,мин <sup>-1</sup> |    |    |    |     |     | 1450 |     |     |     |     |  |
| 11 | Q,л/с                  | 0  | 20 | 40 | 60  | 80  | 100  | 120 | 140 | 160 | 180 |  |
|    | Н,м                    | 53 | 54 | 55 | 56  | 55  | 54   | 52  | 50  | 47  | 43  |  |
|    | $\eta$ ,%              | 0  | 26 | 50 | 62  | 73  | 78   | 84  | 85  | 71  | 67  |  |
|    | Н,кВт                  | 30 | 36 | 39 | 46  | 53  | 58   | 63  | 67  | 72  | 78  |  |
|    | $n$ ,мин <sup>-1</sup> |    |    |    |     |     | 960  |     |     |     |     |  |
| 12 | Q,л/с                  | 0  | 20 | 40 | 60  | 80  | 100  | 120 | 140 | 160 | 180 |  |
|    | Н,м                    | 46 | 47 | 48 | 48  | 47  | 46   | 44  | 42  | 38  | 35  |  |
|    | $\eta$ ,%              | 0  | 30 | 50 | 62  | 71  | 78   | 80  | 79  | 78  | 70  |  |
|    | Н,кВт                  | 14 | 20 | 26 | 31  | 37  | 43   | 49  | 55  | 61  | 67  |  |
|    | $n$ ,мин <sup>-1</sup> |    |    |    |     |     | 960  |     |     |     |     |  |
| 13 | Q,л/с                  | 0  | 40 | 80 | 120 | 160 | 200  | 240 | 280 | 320 | -   |  |
|    | Н,м                    | 43 | 43 | 42 | 42  | 41  | 39   | 37  | 34  | 30  | -   |  |
|    | $\eta$ ,%              | 0  | 35 | 56 | 71  | 80  | 87   | 88  | 82  | 72  | -   |  |
|    | Н,кВт                  | 21 | 30 | 39 | 47  | 56  | 65   | 74  | 83  | 92  | -   |  |
|    | $n$ ,мин <sup>-1</sup> |    |    |    |     |     | 960  |     |     |     |     |  |
| 14 | Q,л/с                  | 0  | 40 | 80 | 120 | 160 | 200  | 240 | 280 | 320 | -   |  |
|    | Н,м                    | 33 | 35 | 34 | 33  | 32  | 31   | 28  | 24  | 20  | -   |  |
|    | $\eta$ ,%              | 0  | 35 | 61 | 75  | 82  | 83   | 82  | 79  | 65  | -   |  |
|    | Н,кВт                  | 7  | 17 | 27 | 37  | 47  | 58   | 68  | 78  | 88  | -   |  |
|    | $n$ ,мин <sup>-1</sup> |    |    |    |     |     | 960  |     |     |     |     |  |
| 15 | Q,л/с                  | 0  | 25 | 50 | 75  | 100 | 125  | 150 | 175 | 200 | -   |  |
|    | Н,м                    | 79 | 82 | 85 | 82  | 81  | 78   | 71  | 65  | 50  | -   |  |
|    | $\eta$ ,%              | 0  | 32 | 52 | 65  | 72  | 75   | 76  | 71  | 60  | -   |  |
|    | Н,кВт                  | 40 | 52 | 64 | 76  | 88  | 100  | 112 | 124 | 136 | -   |  |
|    | $n$ ,мин <sup>-1</sup> |    |    |    |     |     | 1450 |     |     |     |     |  |
| 16 | Q,л/с                  | 0  | 20 | 50 | 75  | 100 | 125  | 150 | 175 | 200 | -   |  |
|    | Н,м                    | 65 | 70 | 72 | 72  | 70  | 65   | 60  | 51  | 35  | -   |  |
|    | $\eta$ ,%              | 0  | 34 | 54 | 67  | 74  | 76   | 75  | 68  | 43  | -   |  |
|    | Н,кВт                  | 30 | 41 | 52 | 63  | 74  | 85   | 96  | 107 | 118 | -   |  |
|    | $n$ ,мин <sup>-1</sup> |    |    |    |     |     | 1450 |     |     |     |     |  |

#### Практическая работа №4

##### Тема: Расчет рабочего колеса центробежного насоса

**Цель:** Закрепление знаний по основам теории центробежных насосов, подготовка к курсовому проекту.

**Задание:** Произвести расчет рабочего колеса центробежного насоса по исходным данным (таблица 1).

Таблица 1 -Исходные данные

| Вариант | Марка насоса | Число ступней, i | Частота вращения вала насоса, n мин <sup>-1</sup> |
|---------|--------------|------------------|---|
| 1       | ЦНС 630-1900 | 8                | 2950  |
| 2       | ЦНС 38-220   | 10               |   |
| 3       | ЦНС 38-154   | 7                |   |
| 4       | ЦНС 38-44    | 2                |   |
| 5       | ЦНС 60-99    | 3                |   |
| 6       | ЦНС 60-132   | 4                |   |
| 7       | ЦНС 60-165   | 5                |   |
| 8       | ЦНС 60-198   | 6                |   |
| 9       | ЦНС 60-264   | 8                |   |
| 10      | ЦНС 60-330   | 10               |   |
| 11      | ЦНС 105-392  | 8                |   |
| 12      | ЦНС 105-490  | 10               |   |
| 13      | ЦНС 105-245  | 5                |   |
| 14      | ЦНС 105-98   | 2                |   |
| 15      | ЦНС 300-600  | 10               | 1475  |
| 16      | ЦНС 300-540  | 9                |   |
| 17      | ЦНС 300-480  | 8                |   |
| 18      | ЦНС 300-360  | 6                |   |
| 19      | ЦНС 300-240  | 4                |   |
| 20      | ЦНС 300-120  | 2                |   |
| 21      | ЦНС 180-85   | 2                |   |
| 22      | ЦНС 180-170  | 4                |   |
| 23      | ЦНС 180-255  | 6                |   |
| 24      | ЦНС 180-340  | 8                |   |
| 25      | ЦНС 180-950  | 7                | 3000  |
| 26      | ЦНС 180-1050 | 8                |   |
| 27      | ЦНС 180-1185 | 9                |   |
| 28      | ЦНС 180-1422 | 11               |   |
| 29      | ЦНС 180-1900 | 15               |   |
| 30      | ЦНС 500-1900 | 8                |   |

## Порядок расчетов

1. Определить коэффициент быстроходности многоступенчатого насоса

$$n_s = 3.65 \frac{n\sqrt{Q_0}}{H_1^{3/4}} \quad (1)$$

где n – частота вращения вала насоса в минуту;

$Q_0$  – оптимальная подача, м<sup>3</sup>/с;

$H_1$  – оптимальный напор, приходящий на одну ступень, м.

2. Определить тип насоса по коэффициенту быстроходности ( см. таблицу 2)

Таблицу 2- Классификация центробежных насосов по коэффициенту быстроходности

| Тип насоса                                 | Тихоходный | Нормальный | быстроходный |
|--|------------|------------|--------------|
| Значение коэффициента быстроходности $n_s$ | 40-100     | 100-200    | 200-350      |

3. Определить объемный КПД насоса

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + a n_s^{-0.66}} \quad (2)$$

Где  $a = 0,68$  – коэффициент, зависящий от соотношения между диаметрами входа и выхода.

4. Определить приведенный диаметр рабочего колеса ( условная величина)

$$D_{1n} = 4.25 \sqrt[3]{\frac{Q_0}{n}} \text{ м.} \quad (3)$$

5. Определить гидравлический КПД

$$\eta_0 = \frac{0.42}{(1_{nD_{1n}} - 0.172)^2}, \quad (4)$$

6. Определить гидравлический КПД насоса

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_z \cdot \eta_m, \quad (5)$$

где  $\eta_m = 0.93$  – механический КПД насоса

7. Определить мощность насоса

$$N_n = \frac{QH_g \rho}{\eta} \text{ Вт.} \quad (6)$$

8. Определить крутящий момент на валу насоса

$$M = \frac{9,6N}{n} \text{ Н·м} \quad (7)$$

Где  $N$  – мощность насоса, Вт;  $n$  – частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

9. Определить диаметр вала

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \tau_{\text{доп}} 10^6}} \text{ м,} \quad (8)$$

где  $\tau_{\text{доп}} = 12\text{-}20$  МПа – допустимое напряжение материала вала на кручение.

10. Определить диаметр ступицы рабочего колеса:

$$d_{\text{см}} = 1,4 d_{\text{в}} \text{ м.} \quad (9)$$

11. Определить длину ступицы рабочего колеса:

$$\ell_{\text{см}} = 1,4 d_{\text{см}} \text{ м.} \quad (10)$$

12. Определить диаметр входа на рабочие лопасти:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q_k}{\pi c_0} + d_{\text{см}}^2} \text{ м,} \quad (11)$$

где  $c_0$  – осевая скорость жидкости у входа в рабочее колесо, м/с;  $Q_x$  – расход жидкости в каналах рабочего колеса, м<sup>3</sup>/с

$$c_0 = 0,95 \sqrt{Q_x \left(\frac{n}{60}\right)^2}, \text{ м/с} \quad (12)$$

$$Q_x = Q / \eta_0 \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (13)$$

13. Определить окружную скорость на входе в каналы рабочего колеса

$$n_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ м/с} \quad (14)$$

14. Определить угол наклона лопасти на входе в рабочее колесо

$$g\beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (15)$$

где  $c_1 = 1,25c_0$  - скорость потока на входе с учетом утеснения его лопастями.

Определяем угол  $\beta_1$ .

15. Определить угол входной кромки лопасти

$$\beta_{1л} = \beta_{1+i} \quad (16)$$

где  $i = 5 \cdot 10^0$  – угол атаки.

16. Определить ширину лопасти на выходе

$$b_1 = \frac{Q_x}{\pi D_1 c_1 \lambda} \text{ м.} \quad (17)$$

где  $\lambda = 0,9$  коэффициент стеснения входного сечения межлопаточных каналов.

17. Определить окружную скорость на выходе из рабочего колеса

$$u_2 = \sqrt{\frac{gH_{1м}}{c_{2u}}} \text{ ,м/с,} \quad (18)$$

где  $H_{1м}$  – теоретический напор одной ступени, м;  $c_{2u} = 0,5 - 0,6$ . – коэффициент окружной составляющей абсолютной скорости жидкости на выходе колеса.

$$H_{1м} = \frac{H}{i \eta_2} \text{ , м.} \quad (19)$$

где  $i$  – число ступеней насоса,  $\eta_2$  - гидравлический КПД насоса.

18. Определить диаметр рабочего колеса на выходе

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} \text{ м.} \quad (20)$$

19. Определить отношение диаметров выхода и входа

$$m = \frac{D_2}{D_1} \quad (21)$$

20. Определить ширину лопасти на выходе

$$b_2 = \frac{b_1 D_2}{D_1} \quad (22)$$

21. Определить количество лопаток рабочего колеса

$$z = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (23)$$

где  $\beta_2 = 32^\circ$  - угол наклона лопатки на выходе рабочего колеса.

### Контрольные вопросы:

1. Называется коэффициентом быстроходности?
2. Какие потери учитываются объемным, гидравлическим и механическим КПД насоса?
3. Конструкция рабочего колеса?
4. Какой материал применяют для изготовления рабочих колес?
5. Число лопаток в рабочем колесе?
6. Для чего предназначено рабочее колесо?
7. Как изнашивается рабочее колесо?
8. Какие типы центробежных насосов по формуле рабочего колеса существует?
9. В чем заключается преимущество рабочих колес с двухсторонним входом жидкости?
10. Как передается вращение от вала к рабочему колесу?
11. Как отличить передний диск рабочего колеса от заднего диска?
12. Расшифруйте марку ЦНС 105 – 98?

## Практическая работа №6

### Тема: Расчёт и подбор оборудования фонтанной скважины

**Цель:** Определить оптимальный диаметр фонтанного подъемника и выбрать необходимую марку стали труб

Фонтанирование скважины возможно при определенном технологическом режиме, который характеризуется величинами дебита, забойного, устьевого и затрубного давлений.

С течением времени по мере отбора нефти из залежи изменяются условия разработки, а значит и условия фонтанирования: изменяются пластовое, забойное давления, дебит, увеличивается обводненность и т. д. Поэтому с течением времени подъемник следовало бы заменить.

Но замена подъемника (НКТ) в скважине является сложным, дорогостоящим и в большинстве отрицательно влияющим на ее продуктивность процессом.

Поэтому подъемник проектируют на весь период фонтанирования.

При этом рассчитывают фонтанный подъемник для конечных условий фонтанирования при оптимальном режиме, а затем проверяют на пропускную способность для начальных условий при максимальном режиме.

Если рассчитанный подъемник не может пропустить начальный дебит, то его пересчитывают для начальных условий при максимальном режиме. Обычно расчету подлежат длина и диаметр фонтанных труб и минимальное забойное давление фонтанирования.

Остальные величины задают или определяют из других соображений.

Производим расчет фонтанного подъемника по конечным и начальным условиям фонтанирования для эксплуатационной колонны диаметром  $D = 0,15$  м.

1. Определяем глубину спуска НКТ  $L$ , колонна НКТ спускается до середины отверстий фильтра с целью улучшения выноса воды и песка и улучшения режима работы скважины.

$$L_{\text{нкт}} = (H_1 + H_2) / 2; \text{ м} \quad (1)$$

2. Находим оптимальный диаметр подъемника по конечным условиям фонтанирования скважины.

$$d = 188 \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot L}{P_{1к} - P_{2к}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k \cdot g \cdot L}{\rho \cdot g \cdot L - (P_{1к} - P_{2к})}}; \text{ мм} \quad (2)$$

где  $P_{1к}$  и  $P_{2к}$  подставлены в Па

3. По полученному значению из таблицы выбираем ближайший внутренний стандартный диаметр,  $d_{\text{внутр}} = 50,3$  мм который и используем в дальнейших расчетах.

|                        |      |      |    |    |      |       |
|------------------------|------|------|----|----|------|-------|
| Наружный диаметр, мм   | 48   | 60   | 73 | 89 | 102  | 114   |
| Внутренний диаметр, мм | 40,3 | 50,3 | 62 | 76 | 88,6 | 100,3 |

4. Проверяем найденный диаметр подъемника на максимальную пропускную способность.

$$Q_{\text{max}} = \frac{15,2 \cdot 10^{-8} \cdot d^3 \cdot (P_{1н} - P_{2н})^{1,5}}{\rho^{0,5} \cdot L^{1,5}}; \text{ т/сут} \quad (3)$$

где  $d$  в мм,  $P_{1н}$  и  $P_{2н}$  в Па

В результате расчетов получилось, что  $Q_{\text{max}} < Q_n$ , найденный диаметр подъемника не устраивает. Необходимо произвести расчет диаметра подъемника по начальным условиям фонтанирования из расчета работы на максимальном режиме, используя формулу:

$$d = 188 \cdot \sqrt{\frac{L}{P_{1н} - P_{2н}}} \cdot \sqrt[3]{Q_n \cdot \rho^{0,5}}; \text{ мм}, \quad (4)$$

где  $P_{1н}$  и  $P_{2н}$  в Па

после чего по таблице выбирается ближайший больший внутренний стандартный диаметр,

4. Определяем необходимую марку труб данного диаметра.

Расчет начинаем с марки Д.

Допустимая длина подвески для гладких труб определяется по формуле:

$$L_d = Q_{\text{стрД}} / (K \cdot q_{\text{тр}} \cdot g); \text{ м} \quad (5)$$

где  $Q_{\text{стрД}}$  - страгивающая нагрузка для труб марки Д в Н (значение выбирается из таблицы);  
 $q_{\text{тр}}$  - вес 1 м трубы в кг;  $g$  - ускорение свободного падения,  $K$  - коэффициент запаса прочности  $K = 1,5$

|   |   |       |       |      |       |       |       |
|---|---|-------|-------|------|-------|-------|-------|
| Показатели                                      |   | 48    | 60    | 73   | 89    | 102   | 114   |
| Вес 1 м трубы, кг                               |   | 4,45  | 7,0   | 9,46 | 13,67 | 15,76 | 19,09 |
| Страгивающая нагрузка резьбового соединения, кН | Д | 119   | 208   | 294  | 446   | 459   | 567   |
|   | К | 156   | 274   | 387  | 585   | 602   | 746   |
|   | Е | 171,5 | 301,5 | 426  | 645   | 664   | 822   |

|  |   |     |     |     |     |     |      |
|--|---|-----|-----|-----|-----|-----|------|
|  | Л | 203 | 356 | 503 | 760 | 782 | 969  |
|  | М | 234 | 411 | 580 | 877 | 903 | 1118 |

Если , что  $L_D > L$ , то переходим к расчету с маркой Е

Если , что  $L_D < L$ , то принимаем марку К и рассчитываем LK.

$$LK = Q_{стрК} / (K \cdot q_{тр} \cdot g); м$$

(6)

Если  $LK > L$ , следует то, что марка стали К устраивает.

Таблица1-Исходные данные:

| Обозначение                             | Данные |
|---|--------|
| глубина верхних отверстий фильтра Н1, м | 2300   |
| глубина нижних отверстий фильтра Н2м    | 2200   |
| начальное забойное давление Р1н, МПа    | 19     |
| конечное забойное давление Р1к, МПа     | 16     |
| начальное давление на устье Р2н, МПа    | 14     |
| конечное давление на устье Р2к, МПа     | 0,7    |
| плотность нефти ρ, кг/м <sup>3</sup>    | 830    |
| начальный дебит скважины Qн, т/сут      | 125    |

Вывод:

### Практическая работа №7

**Тема: Расчет усилий, действующих на фланцевое соединение фонтанной арматуры**

**Цель работы:** Рассчитать усилие обжатия и эксплуатационное усилие, действующее на фланец фонтанной арматуры. Выбрать материал для шпилек, исходя из рассчитанных усилий.

При фланцевом соединении деталей арматуры уплотнение осуществляется в основном металлическим кольцом овального или восьмиугольного сечения.

Усилие, действующее на кольцо, не должно приводить к его остаточным деформациям.

В одном из вариантов сборки фланца прокладочное кольцо соприкасается с канавками фланцев по их внутреннему и внешнему скосам. Уплотнение происходит за счет упругой деформации кольца и фланцев в месте соприкосновения (рис. 1).

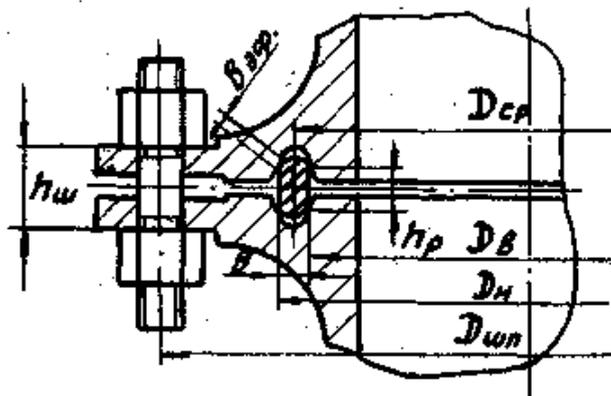


Рисунок 1-Схема фланцевого соединения

При расчете фланца определяются усилия обжатия, рабочее усилие при повышении в арматуре давления, усилия от разности температур фланца и стягивающих шпилек при перекачке горячей среды и усилие от веса боковых отводящих труб, присоединенных к арматуре.

Для обеспечения герметичности стыка прокладка должна быть предварительно обжата для устранения неплотности прилегания под определенным давлением.

1. Необходимое усилие обжатия

$$P_{обж} = \pi \cdot D_{ср} \cdot b_{эф} \cdot q_{обж}, \quad (1)$$

где

$D_{ср}$  - средний диаметр прокладки;

$b_{эф}$  - эффективная, т. е. суммарная ширина контакта прокладки (для прокладок овального и восьмиугольного сечений  $b_{эф} = b/4$ );

$q_{обж}$  - давление на прокладку для ее обжатия (для мягкой меди  $q_{обж} = 160$  МПа, мягкой стали - 250 МПа; стали типа 15X5М - 350 МПа; стали 12X18Н9Т - 400 МПа).

Давление обжатия на прокладку должно быть меньше допускаемого табл. 4 [Биргер И. А., Шорр Б. Ф. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение,]:

$$q_{обж} \leq [q]$$

Усилие, действующее при эксплуатации  $P_{эксл}$ , учитывает действие давления  $P_{дав}$ , разжимающее фланцы, остаточное усилие затяжки  $\Delta P_{зат}$ , которое должно быть достаточным для уплотнения соединения, влияние температуры горячей перекачиваемой среды  $P_t$ , влияние веса отводящих манифольдов  $P_m$ :

2. Усилие, действующее при эксплуатации  $P_{эксл}$  :

$$P_{эксп} = P_{дав} + \Delta P_{зат} + P_t + 3 \cdot P_m, \quad (2)$$

3. Усилие от действия давления и остаточного усилия затяжки определяется по формуле

$$P_{дав} + \Delta P_{зат} = \frac{\pi \cdot D_{ср}^2}{4} \cdot P_p + \pi \cdot D_{ср} \cdot b_{эф} \cdot m \cdot P_p \quad (3)$$

где

$P_p$  - давление в арматуре;

$m$  - прокладочный коэффициент, зависящий от упругих свойств материала прокладки. (для резины  $m = 1,2$ ; для паронита  $m = 1,6$ ; для меди  $m = 2,4$ ; для мягкой стали  $m = 2,7$ ; для хромникелевой стали  $m = 3,8$  (табл. 4 [Биргер И. А., Шорр Б. Ф. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение,])).

В случае работы арматуры с паром или газом или смеси жидкости и газа в формулу подставляют 2m.

При перекачке горячей среды металл арматуры нагревается больше, а шпильки - меньше, так как у них лучше условия охлаждения.

4.Считая фланцы жесткими, а шпильки и прокладку упругими, определяют дополнительную нагрузку:

$$P_t = \frac{\Delta t \cdot h_{ш} \cdot \alpha}{\frac{h_{ш}}{E_{ш} \cdot \sum f_{ш}} + \frac{h_p}{E_{пр} \cdot \sum f_{пр}}}, \quad (4)$$

где

$\Delta t$  - разность температур фланца и шпилек; °С;

$h_{ш}$  - длина растягиваемой части шпилек;

$\alpha$  - коэффициент теплового расширения материала шпилек (для стали  $\alpha = 0,1110-4$  1/°С);

$h_p$  - рабочая высота прокладки;  $E_{ш}$ ,

$E_{пр}$  - модули упругости материала шпильки и прокладки;

$f_{ш}$  - площадь поперечного течения шпильки;

$f_{пр}$  - площадь поперечного (горизонтального) сечения прокладки.

5.Рабочая высота прокладки

$$h_p = h_n - 0,22 \cdot R, \quad (5)$$

где  $R$  - радиус закругления прокладки.

6.Усилие в шпильках от веса отводящих труб манифольда

$$P_m = \frac{M_{изг}}{\frac{D_{ср} + D_{шп}}{2}}, \quad (6)$$

где

$M_{изг}$  - суммарный изгибающий момент от веса деталей манифольда;

$D_{шп}$  - диаметр окружности крепления шпильками.

За расчетное усилие  $P_{рас}$  принимается большее из  $R_{обж}$  и  $R_{эксп}$ .

7.Усилие на наиболее нагруженную шпильку определяется по формуле

$$P_{ш} = \frac{P_{рас}}{n}, \quad (7)$$

где

$P_{рас}$  - большее усилие из  $R_{обж}$  и  $R_{эксп}$ ;

$n$  - количество шпилек.

8.Напряжение в шпильке

$$\sigma = \frac{P_{ш}}{f_{ш}} \leq \frac{\sigma_T}{\eta}, \quad (8)$$

где

$f_{ш}$  - площадь поперечного сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы;

$\eta$  - коэффициент запаса  $\eta = 1,25 - 1,6$ .

9.Допускаемый момент затяжки шпильки ключом

$$M_{кл} = (0,04 \div 0,07) \cdot \sigma_T \cdot d^3, \quad (9)$$

где

$d$  - наружный диаметр резьбы шпильки;  
 $\sigma$  - предел текучести материала шпильки.

10. Расчетный момент затяжки шпильки

$$M_{\text{клр}} = 0,055 \cdot \sigma \cdot d^3, \quad (10)$$

**Задача 1.** Рассчитать усилие обжатия и эксплуатационное усилие, действующее на фланец фонтанной арматуры с прокладкой овального сечения из стали 12X18H9T. Выбрать диаметр шпилек фланца исходя из рассчитанных усилий, материала ст. 30 ( $\sigma = 300$  МПа) и определить момент затяжки шпилек.

| Исходные данные                        |        |
|--|--------|
| Диаметр фланца                         | 175 мм |
| Условный диаметр прохода               | 50 мм  |
| Внутренний диаметр прокладки           | 85 мм  |
| Высота прокладки                       | 12 мм  |
| Ширина прокладки                       | 6 мм   |
| Диаметр окружности крепления шпильками | 135 мм |
| Рабочее давление                       | 35 МПа |
| Температура добываемой жидкости        | 30°C   |
| Количество шпилек                      | 6      |
| Рабочая высота шпильки                 | 45 мм  |
| Высота профиля резьбы шпильки          | 1,5 мм |

**Решение.** Усилие обжатия фланца определим по формуле (1). Для прокладки из стали 12X18H9T  $\sigma_{\text{обж}} = 400$  МПа.

1. Средний диаметр прокладки

$$D_{\text{ср}} = 85 + \frac{b}{2} = 88 \text{ мм},$$

$$b_{\text{эф}} = \frac{b}{4} = \frac{6}{4} = 1,5 \text{ мм},$$

тогда

$$P_{\text{обж}} = 3,14 \cdot 88 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot 400 \cdot 10^6 = 165792 \text{ Н}.$$

Для определения эксплуатационного усилия воспользуемся формулой (2), так как температура добываемой жидкости не превышает 30°C, а данные по весу отводящих труб манифольда отсутствуют. Используем лишь первые два члена формулы (2), т. е. определим усилие от рабочего давления и остаточного усилия затяжки ( $m = 3,2$ ):

$$P_{\text{эксп}} = P_{\text{дав}} + \Delta P_{\text{зат}} = \frac{3,14 \cdot 88^2}{4} \cdot 10^{-6} \cdot 35 \cdot 10^6 + \\ + 3,14 \cdot 88 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot 3,2 \cdot 35 \cdot 10^6 = 212766 + 46422 = 259188 \text{ Н.}$$

За расчетное усилие принимаем большее из рассчитанных ( $P_{\text{эксп}}$ ).  
Усилие на наиболее нагруженную шпильку определим по формуле (7):

$$P_{\text{ш}} = \frac{259188}{6} = 43198 \text{ Н}$$

Диаметр шпильки определим из отношения (8), приняв коэффициент запаса  $\eta = 1,5$ :

$$f'_{\text{ш}} = \frac{P_{\text{ш}}}{\sigma_{\text{T}}} \cdot \eta = \frac{43198 \cdot 1,5}{300 \cdot 10^6} = 216 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Отсюда диаметр шпильки по впадине резьбы

$$d' = \sqrt{216 / 0,785} = 16,6 \text{ мм}$$

Выберем диаметр шпильки

$$d = d' + 2 \cdot h_p = 16,6 + 2 \cdot 1,5 = 19,6 \text{ мм} \approx 20 \text{ мм}$$

Напряжение в шпильке

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{43198}{227 \cdot 10^{-6}} = 190,3 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

где площадь поперечного сечения шпильки по впадине резьбы

$$f'_{\text{ш}} = 0,785 \cdot (20 - 2 \cdot 1,5)^2 = 227 \text{ мм}^2$$

Допустимый момент затяжки шпильки (формула (9))

$$M_{\text{кл}} = 0,06 \cdot 300 \cdot 10^6 \cdot 20^3 \cdot 10^{-9} = 144 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчетный момент затяжки (формула (10))

$$M_{\text{клр}} = 0,055 \cdot 190 \cdot 10^6 \cdot 20^3 \cdot 10^{-9} = 84 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Вывод:

## Практическая работа № 8

### Тема: Расчет НКТ при фонтанно-компрессорной эксплуатации скважин

**Цель:** Получить практический навык по расчету НКТ при фонтанно-компрессорном способе эксплуатации скважин.

**Задача:** Подобрать расчетным путем оборудование для эксплуатации фонтанной скважины, рассчитать глубину спуска НКТ при фонтанной эксплуатации скважин

### Методические рекомендации

В соответствии с ГОСТ 633-80 для эксплуатации нефтяных и газовых скважин применяются стальные бесшовные насосно-компрессорные трубы следующих типов:

- трубы гладкие и муфты к ним с треугольной резьбой с углом при вершине 60° (табл. 1.1). Эти трубы изготавливаются с шагом резьбы 2,540 мм (10 ниток на 1" дюйм) и 3,175 мм (8 ниток на 1"). Соответственно высота профиля резьбы hсоставляет 1,412 мм и 1,810 мм;
- трубы с высаженными наружу концами и муфты к ним также с треугольной резьбой с углом при вершине 60° (табл. 2.2);
- гладкие высокогерметичные трубы (НКМ) с трапецеидальной резьбой и муфты к ним (табл. 1.3);
- насосно-компрессорные безмуфтовые трубы (НКБ) с высаженными наружу концами с трапецеидальной резьбой (табл.1.4).

Масса 1 п. м (табл. 1.1 - 2.4) рассчитана для трубы длиной 8 м с учетом массы муфты.

Таблица 1-Трубы гладкие с треугольной резьбой

| Условный диаметр трубы | Наружный диаметр D, мм | Толщина стенки $\delta$ , мм | Наружный диаметр муфты Dм, мм | Масса 1 п.м, кг | Высота резьбы h, мм | Длина резьбы до основной плоскости L, мм |
|------------------------|------------------------|------------------------------|-------------------------------|-----------------|---------------------|--|
| 33                     | 33,4                   | 3,5                          | 42,2                          | 2,65            | 1,412               | 16,3                                     |
| 42                     | 42,2                   | 3,5                          | 52,2                          | 3,37            | »                   | 19,3                                     |
| 48                     | 48,3                   | 4,0                          | 55,9                          | 4,46            | »                   | 22,3                                     |
| 60                     | 60,3                   | 5,0                          | 73,0                          | 6,96            | »                   | 29,3                                     |
| 73                     | 73,0                   | 5,5; 7,0                     | 88,9                          | 9,5;<br>11,7    | »                   | 40,3                                     |
| 89                     | 88,0                   | 6,5                          | 108,0                         | 13,65           | »                   | 47,3                                     |
| 102                    | 101,6                  | 6,5                          | 120,6                         | 15,76           | 1,81                | 49,3                                     |
| 114                    | 114,3                  | 7,0                          | 132,1                         | 19,1            | »                   | 52,3                                     |

Таблица 2- Трубы с высаженными наружу концами с треугольной резьбой

| Условный диаметр трубы | Наружный диаметр D, мм | Толщина стенки $\delta$ , мм | Наружный диаметр муфты Dм, мм | Масса 1 п.м, кг      | Высота резьбы, h, мм | Длина резьбы с полным профилем L, мм | Наружный диаметр высаженной части Dн, мм |
|------------------------|------------------------|------------------------------|-------------------------------|----------------------|----------------------|--------------------------------------|--|
| 27                     | 26,7                   | 3,0                          | 42,2                          | 1,86                 | 1,412                | 16,3                                 | 33,4                                     |
| 33                     | 33,4                   | 3,5                          | 48,3                          | 2,68                 | »                    | 19,3                                 | 37,3                                     |
| 42                     | 42,2                   | 3,5                          | 55,9                          | 3,41                 | »                    | 22,3                                 | 46,0                                     |
| 48                     | 48,3                   | 4,0                          | 63,5                          | 4,55                 | »                    | 24,3                                 | 53,2                                     |
| 60                     | 60,3                   | 5,0                          | 77,8                          | 7,08                 | 1,81                 | 37,3                                 | 65,9                                     |
| 73                     | 73,0                   | <u>5,5</u><br>7,0            | 93,2                          | <u>9,66</u><br>11,86 | »                    | 41,3                                 | 78,3                                     |
| 89                     | 88,9                   | <u>6,5</u>                   | 114,3                         | <u>13,9</u>          | »                    | 47,3                                 | 95,2                                     |

|     |       |     |       |      |   |      |       |
|-----|-------|-----|-------|------|---|------|-------|
|     |       | 8,0 |       | 16,7 |   |      |       |
| 102 | 101,6 | 6,5 | 127,0 | 16,0 | » | 51,3 | 108,0 |
| 114 | 114,3 | 7,0 | 141,3 | 19,5 | » | 54,3 | 120,0 |

Таблица 3- Трубы НКМс трапецеидальной резьбой

| Условный диаметр трубы | Наружный диаметр D, мм | Толщина стенки $\delta$ , мм | Наружный диаметр муфты Dм, мм | Масса 1 п.м, кг      | Высота резьбы h, мм | Длина резьбы до основной плоскости и L, мм | Внутренний диаметр резьбы в основной плоскости dвн, мм |
|------------------------|------------------------|------------------------------|-------------------------------|----------------------|---------------------|--|--|
| 60                     | 60,3                   | 5,0                          | 73,0                          | 7,02                 | 120                 | 48   | 57,925   |
| 73                     | 73,0                   | $\frac{5,5}{7,0}$            | 89,0                          | $\frac{9,51}{11,71}$ | »                   | 48   | 70,625   |
| 89                     | 88,9                   | $\frac{6,5}{8,0}$            | 108,0                         | $\frac{13,7}{16,5}$  | »                   | 58   | 86,500   |
| 102                    | 101,6                  | 6,5                          | 120,6                         | 15,84                | »                   | 58   | 99,200   |
| 114                    | 114,3                  | 7,0                          | 132,1                         | 19,42                | 1,60                | 72   | 111,100  |

Таблица 4-Трубы НКБ с трапецеидальной резьбой

| Условный диаметр трубы | Наружный диаметр D, мм | Толщина стенки $\delta$ , мм | Наружный диаметр муфты Dм, мм | Масса 1 п.м, кг      | Высота резьбы, h, мм | Длина резьбы до основной плоскости и L, мм | Внутренний диаметр резьбы в основной плоскости dвн, мм |
|------------------------|------------------------|------------------------------|-------------------------------|----------------------|----------------------|--|--|
| 60                     | 60,3                   | 5,0                          | 71,0                          | 7,02                 | 1,20                 | 44   | 62,267   |
| 73                     | 73,0                   | $\frac{5,5}{7,0}$            | $\frac{84}{86}$               | $\frac{9,5}{11,72}$  | »                    | 49   | 75,267   |
| 89                     | 88,9                   | $\frac{6,5}{8,0}$            | $\frac{102}{104}$             | $\frac{13,6}{16,46}$ | »                    | 49   | 91,267   |
| 102                    | 101,6                  | 6,5                          | 116                           | 15,7                 | >                    | 49   | 104,267  |
| 114                    | 114,3                  | 7,0                          | 130                           | 19,1                 | 1,20                 | 49   | 117,267  |

Для труб с другой длиной (исполнения А) следует пользоваться данными ГОСТ 633-80.

Расчет насосно-компрессорных труб при фонтанно-компрессорной эксплуатации скважин следует проводить на страгивающую нагрузку в резьбовом соединении, на предельную нагрузку в опасном сечении и на внутреннее давление.

На страгивающую нагрузку рассчитываются гладкие НКТ с треугольной резьбой и высоко-герметичные трубы НКМ с трапецеидальной резьбой, так как наиболее слабым сечением у этих труб является резьбовое соединение. Наиболее часто употребляется формула Ф. И. Яковлева:

$$P_{\text{стр}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot b \cdot \sigma_{\text{T}}}{1 + \eta \cdot \frac{D_{\text{ср}}}{2 \cdot L} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}, \quad (1)$$

где  $b = \delta - h_1$  - толщина тела трубы под резьбой в основной плоскости;  $h_1$  - высота профиля резьбы;

$D_{\text{ср}} = d + b$  - средний диаметр тела трубы под резьбой;  $d$  - внутренний диаметр трубы;  $\eta = b / (\delta + b)$  - поправка Шумилова;  $\alpha$  - угол наклона несущей поверхности резьбы к оси трубы;  $\varphi$  - угол трения в резьбе ( $\varphi = 7^\circ - 9^\circ$ );  $L$  - длина резьбы с полным профилем;  $\sigma_{\text{T}}$  - предел текучести материала трубы.

На предельную нагрузку труба рассчитывается по основному телу. Очевидно, что наряду с расчетом на страгивающую нагрузку такому расчету, в первую очередь, следует подвергать НКТ с высаженными наружу концами с треугольной резьбой и НКБ с трапецеидальной резьбой:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{р}}^2 - d^2) \cdot \sigma_{\text{T}}, \quad (2.)$$

где  $D_{\text{р}}$  - диаметр резьбы в основной плоскости по впадине витков для гладких НКТ или диаметр наружный основного тела НКТ с высаженными наружу концами и НКБ.

Наименьшая из двух (страгивающая и предельная) нагрузок принимается за расчетную, и определяется допустимая глубина спуска данной трубы с заданным коэффициентом запаса:

$$L_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{рас}}}{q \cdot n \cdot g}, \quad (3)$$

где  $P_{\text{рас}}$  - расчетная нагрузка;  $q$  - масса 1 погонного метра трубы с учетом муфт и высаженной части;  $n$  - коэффициент запаса ( $n = 1,2 - 1,3$ );  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения.

При расчете 2-й и последующих секций за  $P_{\text{рас}}$  принимается разность текущего и предыдущего значений нагрузки. Например: для 3 - й секции  $P_{\text{рас}} = P_{\text{стр}3} - P_{\text{стр}2}$ .

Расчет на внутреннее давление производится на допустимое давление, исходя из прочности и геометрических параметров трубы по формуле Барлоу:

$$P_{\text{вн}} = \frac{2 \cdot \delta \cdot [\sigma_{\text{T}}]}{D_{\text{н}}}, \quad (4)$$

где  $\delta$  - толщина основного тела трубы;  $[\sigma_{\text{T}}] = \sigma_{\text{T}} / \eta$  - допустимое значение предела текучести (по ГОСТ-633-80,  $\eta = 1,25$ ; по другим источникам  $\eta = 1,3 - 1,5$ );  $D_{\text{н}}$  - наружный диаметр основного тела трубы.

Необходимо также определить фактическое внутреннее давление, определяемое высотой столба жидкости в трубах:

$$P_{\text{ф}} = \sum L_{\text{тр}1} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot g + P_{\text{буф}}, \quad (2.15)$$

где  $L_{\text{тр}1}$  - длины секций НКТ;  $\rho_{\text{ж}}$  - плотность жидкости;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Условием надежной работы НКТ является  $P_{\text{вн}} > P_{\text{ф}}$ .

Пример расчета :

Задача 1. Исходя из условий прочности НКТ на разрыв в опасном сечении, на страгивающие нагрузки в резьбовом соединении и на внутреннее давление, определить глубину спуска ступеней колонны гладких насосно-компрессорных труб с треугольной резьбой из стали групп прочности «Д», «К» общей длиной 2700 м для фонтанирующей скважины глубиной 2800 м, имеющей обсадную колонну диаметром 127 x 10,4 мм. При

расчете пренебрегаем потерей веса колонны труб в жидкости, так как уровень жидкости в межтрубном пространстве во время работы может быть оттеснен до башмака колонны труб.

### Решение

Примем за 1-ю секцию гладкие НКТ 73 х 7 из стали групп прочности «Д» ( $\sigma = 380$  МПа).

Страгивающую нагрузку определим по формуле (2.11). Недостающие данные возьмем из табл. 2.1. Найдем:

$$b = \delta - h_1 = 4 - 1,41 = 2,6 \text{ мм}; \quad d = D - 2 \cdot \delta = 48 - 8 = 40 \text{ мм};$$

$$D_{\text{ср}} = d + b = 40 + 2,6 = 42,6 \text{ мм};$$

$$L = 22,3 \text{ мм}; \quad \eta = \frac{2,6}{4,0 + 2,6} = 0,394;$$

$$\text{ctg}(\alpha + \varphi) = \text{ctg}69^\circ = 0,384;$$

$$P_{\text{стр}} = \frac{3,14 \cdot 42,6 \cdot 10^{-3} \cdot 2,6 \cdot 10^{-3} \cdot 380 \cdot 10^6}{1 + 0,394 \cdot \frac{42,6 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 22 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,384} = 115523 \text{ Н}.$$

Предельную нагрузку определим по формуле (2.12):

$$P_{\text{пр}} = 0,785 \cdot [(48 - 2 \cdot 1,41)^2 - 40^2] \cdot 10^{-6} \cdot 380 \cdot 10^6 = 131889 \text{ Н}.$$

Выбрав страгивающую нагрузку за расчетную как наименьшую, определим допустимую глубину спуска секции НКТ по формуле (2.13):

$$L_{\text{тр1}} = \frac{115523}{4,46 \cdot 1,3 \cdot 9,81} = 2030 \text{ м}$$

Поскольку  $2030 \text{ м} < 2900 \text{ м}$ , для верхней секции берем больший размер:

НКТ 60 х 5 мм;  $q_{12} = 6,96 \text{ кг/м}$ ;  $L = 29,3$ ;  $h_1 = 1,41 \text{ мм}$ .

Находим:

$$b = 5,0 - 1,41 = 3,59 \text{ мм}; \quad d = 60,3 - 2 \cdot 5 = 50,3 \text{ мм};$$

$$D_{\text{ср}} = 50,3 + 3,59 = 53,9 \text{ мм};$$

$$\eta = \frac{3,59}{5 + 3,59} = 0,418; \quad \text{ctg}69^\circ = 0,384;$$

$$P_{\text{стр}} = \frac{3,14 \cdot 53,9 \cdot 3,59 \cdot 380}{1 + 0,418 \cdot \frac{53,9}{2 \cdot 29,3} \cdot 0,384} = 201183 \text{ Н}.$$

Предельная нагрузка

$$P_{\text{пр}} = 0,785 \cdot [(60,3 - 2 \cdot 1,41)^2 - 50,3^2] \cdot 380 = 230842 \text{ Н};$$

так как и в этом случае  $P_{\text{пр}2} > P_{\text{стр}2}$ , за расчетную нагрузку принимаем  $P_{\text{стр}}$ . Длина 2-й секции

$$L_{\text{тр2}} = \frac{P_{\text{стр}2} - P_{\text{стр}1}}{q_2 \cdot n \cdot g} = \frac{201183 - 115523}{6,96 \cdot 1,3 \cdot 9,81} = 965 \text{ м}.$$

Таким образом, суммарная длина колонны составит  $2030 + 965 + 2995 \text{ м} > 2900 \text{ м}$ .

Минимальный зазор с обсадной колонной составит  $S = 114 - 2 \cdot 7,4 - D_{\text{м}} \text{ нкт} = 99,2 - 73 = 26,2 \text{ мм}$ .

Допустимое внутреннее давление для нижней трубы НКТ 48 х 4 мм (формула (2.14))

$$P_{\text{вн}} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 380}{48 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5} = 42,22 \text{ МПа}.$$

Определяем фактическое внутреннее давление трубы, по формуле (2.15) при плотности добываемой жидкости  $\rho_{\text{ж}} = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $P_{\text{буф}} = 0,5 \text{ МПа}$ :

$$P_{\phi} = 2900 \cdot 850 \cdot 9,81 + 0,5 \cdot 10^6 = 24,7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 24,7 \text{ МПа}$$

Следовательно, выбранная нами ступенчатая колонна НКТ проходит как по условию прочности, так и по внутреннему давлению для заданных условий скважины.

Вывод:

## Практическая работа № 9

### Тема: Расчет насосно-компрессорных труб с защитными покрытиями

**Цель :** Получить практический навык по расчету насосно-компрессорных труб с защитными покрытиями при фонтанном способе эксплуатации скважин . Подобрать расчетным путем глубины спуска остеклованных нкт при фонтанной эксплуатации скважин

### Методические рекомендации

Для работы в коррозионной среде находят все большее применение НКТ с внутренним покрытием лакокрасками, эмалями или металлическим покрытием из алюминия.

Специально для сверхглубоких скважин созданы трубы из алюминиевого сплава. Их малая масса при незначительном уменьшении прочности позволяет спускать НКТ на большую глубину

Защитные покрытия наносятся на поверхность НКТ с целью предотвращения отложений в них парафина, солей и гипса, а также защиты от коррозии внутренней поверхности труб. Кроме того, наблюдается снижение гидравлических сопротивлений протоку на 20 - 25% .

Внутреннюю поверхность НКТ покрывают стеклом, эмалями, эпоксидными смолами или лаками. Покрытие стеклом обладает высокой теплостойкостью и достаточно прочно при небольших деформациях труб.

Основным недостатком остеклованных труб является разрушение стекла при деформации труб. Причиной этого являются различные модули упругости стали (0,21 106МПа) и стекла (0,057-106МПа). Вследствие этого при растяжении металла труб тонкому слою стекла..передаются большие усилия, нарушающие его целостность. Это сказывается при больших глубинах подвески труб и при их транспортировке.

Чтобы не превышать напряжения в стекле выше допустимых, необходимо соблюдать условие равенства относительных удлинений стекла и металла труб:

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{\sigma_{вст}}{E_{ст}} = \frac{\sigma_{тр}}{E_{тр}} \quad (1)$$

Тогда допустимая нагрузка на остеклованные трубы

$$P \leq \frac{\sigma_{вст}}{n} \cdot \left[ F_{ст} + F_{тр} \cdot \frac{E_{тр}}{E_{ст}} \right], \quad (2)$$

где P - допустимая нагрузка на трубы, определенная по условию сохранения прочности стекла;  $\sigma_{вст}$  - предел прочности стекла; n- запас прочности (n= 1,3 - 1,5);  $F_{ст}$  - площадь поперечного сечения слоя стекла, $F_{тр}$  - площадь поперечного сечения трубы;  $E_{ст}$ ,  $E_{тр}$  - модули упругости стекла и труб со-ответственно.

Покрытие труб эпоксидными смолами и лаками также хорошо защищает их от отложений парафина и солей. Эпоксидные смолы эластичнее стекла, и при деформации труб смола не трескается. Однако, температура применения покрытий из эпоксидных смол по данным ВНИИТнефть ограничена 80 - 100 °С.

Эмалированные трубы обладают наиболее прочным покрытием, высокой теплостойкостью, морозоустойчивостью и гладкой поверхностью. Для защиты НКТ от агрессивных сред трубы

покрываются несколькими слоями. Однако технология нанесения эмалей значительно сложнее технологии покрытия стеклом и эпоксидными смолами.

По износостойкости силикатные покрытия (эмали и стекла) превосходят полимерные (смолы и лаки). Термостойкость силикатных покрытий также значительно выше полимерных и составляет 200 - 600°C.

Общим недостатком всех покрытий является незащищенность муфтового соединения труб. В этом месте рекомендуется устанавливать эластичные полимерные проставки, перекрывающие незащищенное место, или протекторные кольца, потенциал материала которых значительно ниже потенциала стали.

Пример расчета:

Рассчитать максимальную глубину спуска гладких остеклованных НКТ 89 x 6,5 мм «Д» при фонтанно-компрессорной эксплуатации скважин, если предел прочности стекла составляет 60 МПа.

Допустимую нагрузку на остеклованные трубы определим по формуле ,

$$P_{np} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - d^2) \cdot \sigma_r$$

полагая, что по технологии изготовления средняя толщина слоя стекла составляет 1 мм. Тогда

$$F_{тр} = 0,785 \cdot (89^2 - 76^2) \cdot 10^{-6} = 1,684 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_{ст} = 0,785 \cdot (76^2 - 74^2) \cdot 10^{-6} = 0,236 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Допустимая нагрузка

$$P = \frac{60 \cdot 10^6}{1,3} \cdot \left[ 0,236 + 1,684 \cdot \frac{0,21 \cdot 10^6}{0,057 \cdot 10^6} \right] \cdot 10^{-3} = 297 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Допустимая глубина спуска без учета облегчения в жидкости при  $n=1$  составит (формула (2.13))

$$L_{тр} = \frac{P_{рас}}{q \cdot n \cdot g} = \frac{297 \cdot 10^3}{13,65 \cdot 9,81} = 2220 \text{ м}$$

Для сравнения страгивающая нагрузка для НКТ 89 x 6,5 «Д» составит (формула )

$$P_{стр} = \frac{3,14 \cdot 81,09 \cdot 10^{-6} \cdot 5,09 \cdot 10^{-3} \cdot 380 \cdot 10^6}{1 + 0,439 \cdot \frac{81,09}{2 \cdot 47,3} \cdot 0,384} = 430310 \text{ Н.}$$

где

$$b = 6,5 - 1,41 = 5,09 \text{ мм}; \quad d = 76 \text{ мм};$$

$$D_{cp} = 76 + 5,09 = 81,09 \text{ мм}; \quad \text{ctg}(\alpha + \varphi) = 0,384;$$

$$L = 47,3 \text{ мм}; \quad \eta = \frac{5,09}{6,5 + 5,09} = 0,439.$$

Допустимая глубина спуска по страгивающей нагрузке

$$L_{тр} = \frac{P_{рас}}{q \cdot n \cdot g} = \frac{430310}{13,65 \cdot 1,3 \cdot 9,81} = 2472 \text{ м}$$

Таким образом, покрытие из стекла уменьшает допустимую глубину спуска НКТ 89 мм на 252 м или приблизительно на 10%.

Вопросы для самоконтроля:

1. Что является показателем эффективности фонтанного способа добычи нефти?
2. Подземное оборудование фонтанных скважин.

3. Как подбирают наземное оборудование фонтанных скважин?
4. Какие факторы необходимо учитывать при расчете диаметра фонтанных труб?
5. Виды потерь энергии при движении жидкости или ГЖС в скважине?
6. Типы, техническая характеристика НКТ.
7. От чего зависит КПД подъемника?

### Практическая работа №10 Расчет клиноременной передачи

**Цель :** научиться производить расчет параметров ременной передачи.

**Задание:** Рассчитать параметры ременной передачи и подобрать ремень

Рассчитать основные параметры и размеры открытой клиноременной передачи от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера. Передаваемая мощность  $P_1=7\text{кВт}$ , частота вращения ведущего вала  $n_1=1440\text{мин}^{-1}$ , передаточное отношение  $u=4$ . Нагрузка с умеренными колебаниями, работа односменная.

Решение:

По рисунку 1 в соответствии с заданной мощностью  $P_1$  и частотой вращения малого шкива  $n_1=1440\text{ мин}^{-1}$  выбираем клиновой ремень нормального сечения В, для которого минимальный расчетный диаметр малого шкива  $d_{\text{мин}}=125\text{мм}$  (таблица 1).

Таблица 1

| Сечение ремня | Z  | A  | B   | C   | D   | E   | УО | УА | УБ  | УВ  |
|---------------|----|----|-----|-----|-----|-----|----|----|-----|-----|
|               | 63 | 90 | 125 | 200 | 355 | 500 | 63 | 90 | 140 | 224 |

Ввиду отсутствия жестких требований к габаритам для увеличения тяговой способности и КПД передачи, а также долговечности ремней принимаем стандартный расчетный диаметр малого шкива  $d_1=140$ . Тогда  $d_2=u \cdot d_1=4 \cdot 140=560\text{мм}$ , что соответствует стандарту.

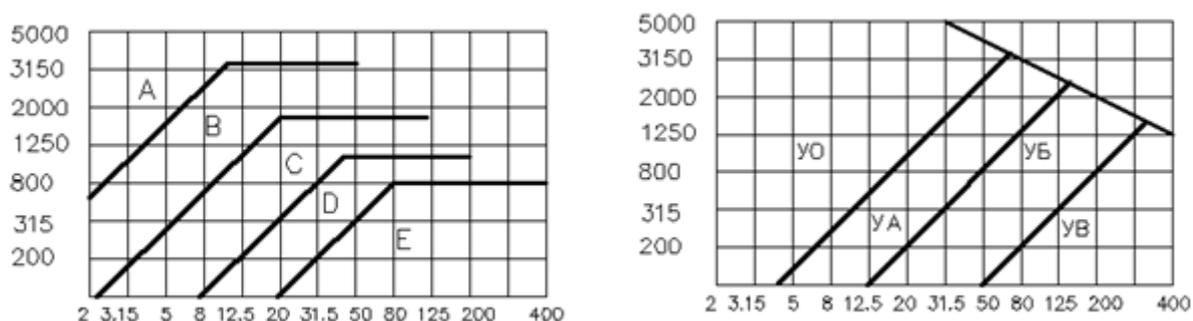


Рисунок 1- По оси абсцисс передаваемая мощность  $P$ , кВт, по оси ординат частота вращения малого шкива  $n_1\text{ мин}^{-1}$

1. Определяем окружную скорость ремня по формуле:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,140 \cdot 1440}{60} = 10,5 \text{ м/с}$$

где  $d_1, n_1$  - расчетный диаметр и частота вращения малого шкива.

2. Определяем минимальное межосевое расстояние, учитывая, что высота сечения выбранного ремня  $h=10,5\text{ мм}$  определим по формуле:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 560) + 10,5 = 395,5 \text{ мм.}$$

где h- высота сечения ремня. Следует помнить, что с увеличением межосевого расстояния долговечность ремней увеличивается.

Предварительно принимаем  $a=400$  мм.

3. Находим расчетную длину ремня определяем до ближайшей стандартной длины из ряда ( для сечения В ) (мм): 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 2000; 2120; 2240; и т. д. до 6300 и вычисляем по формуле:

$$L_p = 2a + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{2} = 2 \cdot 400 + \frac{3,14(140 + 560)}{2} + \frac{(560 - 140)^2}{2} = 2010 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее стандартное значение длины ремня  $L=2000$  мм. Затем определяем окончательное межосевое расстояние  $a$  в зависимости от принятой стандартной расчетной длины ремня:

$$a = 0,25 \left[ (L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 8y} \right],$$

$$\text{где } w = \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} = \frac{3,14(140 + 560)}{2} = 1099,$$

$$y = \frac{(d_2 - d_1)^2}{4} = \frac{(560 - 140)^2}{4} = 44100,$$

$$\text{Тогда: } a = 0,25 \left[ (2000 - 1099) + \sqrt{(2000 - 1099)^2 - 8 \cdot 44100} \right] = 394 \text{ мм}$$

Значение межосевого расстояния получилось несколько меньше минимального допустимого, поэтому увеличим длину ремня до  $L = 2120$  мм, при которой окончательное межосевое расстояние  $a = 462$  мм.

4. Проверяем угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{560 - 140}{462} 57^\circ = 128^\circ > [\alpha] = 90^\circ$$

$C_\alpha$  - коэффициент угла обхвата (таблица 2)

Таблица 2

|            |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\alpha$   | 180 | 170  | 160  | 150  | 140  | 130  | 120  | 110  | 100  | 90   | 80   | 70   |
| $C_\alpha$ | 1,0 | 0,98 | 0,95 | 0,92 | 0,89 | 0,86 | 0,82 | 0,78 | 0,73 | 0,68 | 0,62 | 0,56 |

5. Проверяем число пробегов ремня:

$$\Pi = \frac{v}{L_p} = \frac{10,5}{2,12} = 4,95 < [\Pi] = 15 \text{ с}^{-1}$$

6. Определим расчетную мощность  $P_p$ , передаваемую одним ремнём, учитывая, что номинальная мощность для выбранного ремня  $P_0 = 3,19$  кВт, а исходная длина  $L_p = 2240$  мм

$$P_p = \frac{P_0 C_\alpha C_L}{C_p} = \frac{3,19 \cdot 0,85 \cdot 0,98}{1,2} = 2,22 \text{ кВт,}$$

где  $P_0$  - номинальная мощность передаваемая одним ремнем (для ремней сечения В находится по таблице 3; для других сечений - по таблицам ГОСТа).

$C_L$ - коэффициент длины ремня, зависящий от отношения принятой длины  $L$  ремня к исходной длине  $L_p$  указанной в стандарте:

|         |      |      |      |     |     |     |
|---------|------|------|------|-----|-----|-----|
| $L/L_p$ | 0,3  | 0,5  | 0,8  | 1,0 | 1,6 | 2,4 |
| $C_L$   | 0,79 | 0,86 | 0,95 | 1,0 | 1,1 | 1,2 |

$C_p$ - коэффициент динамичности и режима работы, ориентировочно принимается как для плоскоремённых передач и выбирается из таблицы

Таблица 3. Номинальная мощность, кВт, передаваемая одним ремнём сечения В при  $L_p = 2240$  мм

| мм  | u    | Частота вращения меньшего шкива, мин-1 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----|------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|     |      | 200                                    | 300  | 400  | 500  | 600  | 700  | 800  | 950  | 1000 | 1200 | 1450 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 |
| 125 | 1,00 | 0,48                                   | 0,67 | 0,84 | 1,00 | 1,16 | 1,30 | 1,44 | 1,64 | 1,70 | 1,93 | 2,19 | 2,33 | 2,50 | 2,64 | 2,76 |
|     | 1,05 | 0,50                                   | 0,69 | 0,87 | 1,04 | 1,20 | 1,35 | 1,49 | 1,69 | 1,76 | 2,00 | 2,27 | 2,41 | 2,59 | 2,73 | 2,86 |
|     | 1,20 | 0,52                                   | 0,72 | 0,90 | 1,07 | 1,24 | 1,39 | 1,54 | 1,75 | 1,82 | 2,07 | 2,35 | 2,50 | 2,67 | 2,83 | 2,95 |
|     | 1,50 | 0,53                                   | 0,74 | 0,93 | 1,11 | 1,28 | 1,44 | 1,59 | 1,81 | 1,88 | 2,13 | 2,42 | 2,58 | 2,76 | 2,92 | 3,05 |
|     | 3    | 0,55                                   | 0,76 | 0,96 | 1,14 | 1,32 | 1,48 | 1,64 | 1,86 | 1,93 | 2,20 | 2,50 | 2,66 | 2,85 | 3,01 | 3,15 |
| 140 | 1,00 | 0,59                                   | 0,83 | 1,05 | 1,26 | 1,45 | 1,64 | 1,82 | 2,08 | 2,16 | 2,47 | 2,82 | 3,00 | 3,23 | 3,42 | 3,58 |
|     | 1,05 | 0,61                                   | 0,86 | 1,09 | 1,30 | 1,50 | 1,70 | 1,89 | 2,15 | 2,24 | 2,56 | 2,91 | 3,11 | 3,34 | 3,54 | 3,70 |
|     | 1,20 | 0,64                                   | 0,89 | 1,12 | 1,34 | 1,55 | 1,76 | 1,95 | 2,22 | 2,31 | 2,64 | 3,01 | 3,21 | 3,45 | 3,66 | 3,73 |
|     | 1,50 | 0,66                                   | 0,92 | 1,16 | 1,39 | 1,61 | 1,81 | 2,01 | 2,30 | 2,39 | 2,72 | 3,10 | 3,32 | 3,56 | 3,78 | 3,95 |
|     | 3    | 0,68                                   | 0,95 | 1,20 | 1,43 | 1,66 | 1,87 | 2,08 | 2,37 | 2,46 | 2,82 | 3,21 | 3,42 | 3,68 | 3,90 | 4,08 |
| 160 | 1,00 | 0,74                                   | 1,04 | 1,32 | 1,59 | 1,84 | 2,09 | 2,32 | 2,66 | 2,76 | 3,17 | 3,62 | 3,86 | 4,15 | 4,40 | 4,60 |
|     | 1,05 | 0,76                                   | 1,08 | 1,37 | 1,64 | 1,91 | 2,16 | 2,40 | 2,75 | 2,86 | 3,28 | 3,75 | 4,00 | 4,30 | 4,40 | 4,76 |
|     | 1,20 | 0,79                                   | 1,11 | 1,41 | 1,70 | 1,97 | 2,23 | 2,48 | 2,84 | 2,96 | 3,39 | 3,87 | 4,13 | 4,44 | 4,70 | 4,92 |
|     | 1,50 | 0,82                                   | 1,15 | 1,46 | 1,75 | 2,04 | 2,31 | 2,57 | 2,94 | 3,05 | 3,50 | 4,00 | 4,27 | 4,59 | 4,86 | 5,08 |
|     | 3    | 0,84                                   | 1,18 | 1,51 | 1,81 | 2,10 | 2,38 | 2,65 | 3,03 | 3,15 | 3,61 | 4,13 | 4,40 | 4,73 | 5,01 | 5,24 |
| 180 | 1,00 | 0,88                                   | 1,25 | 1,59 | 1,91 | 2,23 | 2,53 | 2,81 | 3,22 | 3,35 | 3,85 | 4,39 | 4,68 | 5,02 | 5,30 | 5,52 |
|     | 1,05 | 0,91                                   | 1,29 | 1,64 | 1,98 | 2,30 | 2,61 | 2,91 | 3,33 | 3,47 | 3,98 | 4,55 | 4,85 | 5,20 | 5,49 | 5,71 |
|     | 1,20 | 0,94                                   | 1,33 | 1,70 | 2,05 | 2,38 | 2,70 | 3,01 | 3,45 | 3,59 | 4,11 | 4,70 | 5,01 | 5,37 | 5,67 | 5,91 |
|     | 1,50 | 0,98                                   | 1,38 | 1,76 | 2,12 | 2,46 | 2,79 | 3,11 | 3,56 | 3,70 | 4,25 | 4,85 | 5,17 | 5,55 | 5,86 | 6,10 |
|     | 3    | 1,01                                   | 1,42 | 1,81 | 2,18 | 2,54 | 2,88 | 3,21 | 3,67 | 3,82 | 4,38 | 5,01 | 5,34 | 5,73 | 6,05 | 6,29 |

$v$ , м/с

|   |    |    |    |    |
|---|----|----|----|----|
| 5 | 10 | 15 | 20 | 25 |
|---|----|----|----|----|

|                   |           |                     |                        |                             |
|-------------------|-----------|---------------------|------------------------|-----------------------------|
| Характер нагрузки | Спокойная | Умеренные колебания | Значительные колебания | Ударная или резкопеременная |
| Ср                | 1...1,2   | 1,1...1,3           | 1,3...1,5              | 1,5...1,7                   |
| К1                | 2,5       | 1,0                 | 0,5                    | 0,25                        |

Таблица 5 Значения коэффициента  $C_L$  для клиновых ремней

| Длина ремня<br>$L_p$ , мм | Сечение ремня |      |      |      |      |      |
|---------------------------|---------------|------|------|------|------|------|
|                           | О             | А    | Б    | В    | Г    | Д    |
| 400                       | 0,79          |      |      |      |      |      |
| 500                       | 0,81          |      |      |      |      |      |
| 560                       | 0,82          | 0,79 |      |      |      |      |
| 710                       | 0,86          | 0,83 |      |      |      |      |
| 900                       | 0,92          | 0,87 | 0,82 |      |      |      |
| 1000                      | 0,95          | 0,90 | 0,85 |      |      |      |
| 1250                      | 0,98          | 0,93 | 0,88 |      |      |      |
| 1500                      | 1,03          | 0,98 | 0,92 |      |      |      |
| 1800                      | 1,06          | 1,01 | 0,95 | 0,86 |      |      |
| 2000                      | 1,08          | 1,03 | 0,98 | 0,88 |      |      |
| 2240                      | 1,10          | 1,06 | 1,00 | 0,91 |      |      |
| 2500                      | 1,30          | 1,09 | 1,03 | 0,93 |      |      |
| 2800                      |               | 1,11 | 1,05 | 0,95 |      |      |
| 3150                      |               | 1,13 | 1,07 | 0,97 | 0,86 |      |
| 4000                      |               | 1,17 | 1,13 | 1,02 | 0,91 |      |
| 4750                      |               |      | 1,17 | 1,06 | 0,95 | 0,91 |
| 5300                      |               |      | 1,19 | 1,08 | 0,97 | 0,94 |
| 6300                      |               |      | 1,23 | 1,12 | 1,01 | 0,97 |
| 7500                      |               |      |      | 1,16 | 1,05 | 1,01 |
| 9000                      |               |      |      | 1,21 | 1,09 | 1,05 |
| 10000                     |               |      |      | 1,23 | 1,11 | 1,07 |

7. Определяем число ремней передачи по формуле:

$$z = \frac{P}{(C_z \cdot P_p)} = \frac{7}{(0,9 \cdot 2,22)} = 3,5,$$

где P - передаваемая мощность на ведущем валу.

Cz- коэффициент учитывающий число ремней в комплекте, вводится при :

|    |   |       |       |      |
|----|---|-------|-------|------|
| z  | 1 | 2...3 | 4...6 | >6   |
| Cz | 1 | 0,95  | 0,9   | 0,85 |

Чем больше число ремней, тем трудней получить их равномерную загрузку. Неизбежные погрешности размеров ремней и канавок шкивов приводят к тому, что ремни натягиваются различно, появляются дополнительные скольжения, износ и потеря мощности. Поэтому рекомендуют:

Коэффициент, учитывающий число ремней  $Cz=0.9$

Принимаем число ремней  $z=4$ ;

### **Контрольные вопросы:**

- 1.К какому типу относится ременная передача
- 2.Из чего состоит ременная передача?
- 3.Когда чаще всего используют ременные передачи?
5. Принцип действия ременной передачи основан на использовании сил
- 6.Виды ременных передач в зависимости от формы поперечного сечения ремня
- 7.К достоинствам ременной передачи относится
- 8.К недостаткам ременной передачи относится
- 9.КПД ременных передач в сравнении с зубчатой

## **Практическая работа №11 Расчет газлифтных подъемников**

Расчет газлифтных подъемников проводится по тем же формулам, что и для фонтанных скважин. Чтобы произвести расчет газлифтного подъемника необходимо вначале определить:

- диаметр и длину подъемника;
- оптимальное количество нагнетаемого рабочего агента;
- давление у башмака подъемных труб или в точке подачи рабочего агента в газовоздушный подъемник.

Кроме этого, для проведения расчетов необходимо иметь следующие исходные данные по каждой скважине:

- пластовое давление и коэффициент продуктивности;
- плотность жидкости;
- газовый фактор;
- допустимую депрессию и дебит скважины;
- глубину скважины и диаметр обсадной колонны.

По геологическим или техническим условиям дебит скважины может ограничиваться или не ограничиваться. При этом методика расчета газовоздушного подъемника различна. *В случае, когда отбор жидкости не ограничен* для максимального отбора жидкости, необходимо создать меньшее давление на забой. При этом подъемные НКТ должны быть спущены немного выше верхнего интервала перфорации. Ниже интервала перфорации трубы спускать нежелательно, так как газ, нагнетаемый в кольцевое пространство между обсадной колонной и НКТ, будет препятствовать притоку жидкости в скважину:

$$L = H - (20 \div 30) \text{ м}, \quad (1)$$

где  $L$  - глубина спуска подъемных труб, м;  $H$  - глубина скважины, м.

Пренебрегая давлением столба газа и потерями давления на трение при движении рабочего агента по трубам, приближенно можно принять  $P_{ззб} = P_{\text{зб}}$ , т.е. забойное давление ( $P_{\text{зб}}$ ) равно давлению у башмака подъемных труб. Тогда максимальную производительность подъемника можно определить по формуле

$$Q_{\text{max}} = \frac{15 \cdot 10^{-8} d^3}{\rho^{0,5}} \left( \frac{P_1 - P_2}{L} \right)^{1,5} = K(P_{\text{пл}} - P_{\text{зб}}), \quad (2)$$

где  $Q_{\text{max}}$  - максимальный дебит, м<sup>3</sup>/сут;  $d$  - диаметр НКТ, мм;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $P_1$  - давление у башмака подъемных труб, МПа;  $P_2$  - давление на устье скважины, МПа;  $L$  - длина подъемных труб, м;  $K$  - коэффициент продуктивности, м<sup>3</sup>/сут-МПа;  $P_{\text{пл}}$  - пластовое давление, МПа.

Чтобы обеспечить продвижение жидкости по выкидной линии от устья скважины до газосепаратора, минимальное противодавление должно быть в пределах 2-5 МПа. Максимальный диаметр подъемных НКТ можно определить из таблицы 3 в зависимости от дебита скважины. Минимальный диаметр подъемных труб зависит от диаметра эксплуатационной колонны. Давление на устье принимают равным  $P_2 \sim (0,2 - 0,3)$  МПа, исходя из условий обеспечения продвижения жидкости от устья скважины до газосепарационной установки.

Давление у башмака подъемных труб определяется из соотношения

$$P_1 = P_{\text{рзб}} - 0,4 \text{ МПа}, \quad (3)$$

где  $P_{\text{рзб}}$  - рабочее давление на выкидной линии компрессоров, МПа; 0,4 МПа - потери давления в газораспределительной сети от компрессорной станции до устья скважины.

Потерями давления газа в воздушных трубах пренебрегают.

$$R_{\text{max}} = \frac{3,88 L^2 \rho}{d^{0,5} (P_1 - P_2) \lg P_1 / P_2}. \quad (4)$$

С учетом объема газа, поступающего из пласта в скважину вместе с нефтью, получаем

$$R_{\text{нmax}} = R_{\text{max}} - G_0, \quad (5)$$

$$R_{\text{нmax}} = \frac{3,88 L^2 \rho}{d^{0,5} (P_1 - P_2) \lg P_1 / P_2} - G_0, \quad (6)$$

где  $G_0$  - газовый фактор, м<sup>3</sup>/сут.

Зная  $R_{\text{нmax}}$ , можно определить суточный расход нагнетаемого рабочего агента:

$$V_{\text{н}} = Q_{\text{max}} R_{\text{нmax}}. \quad (7)$$

*Отбор жидкости ограничен.*

В этом случае дебиты жидкости и газа, а также соответствующее им забойное давление - известные величины.

Ранее, в главе «Фонтанная эксплуатация», отмечалось, что минимальный удельный расход энергии при режиме максимальной подачи обеспечивается при условии, что перепад подъемника  $< p = 0,5$ , а для оптимального режима относительный максимальный дебит будет при  $(p = 0,6)$ .

Учитывая эти соотношения, длину подъемника можно определить следующим образом:

для режима

$$Q_{\text{max}} = \frac{P_1 - P_2}{L \rho g} = 0,5, \quad (8)$$

для режима

$$Q_{\text{опт}} = \frac{P_1 - P_2}{L\rho g} = 0,6. \quad (9)$$

В случае, когда отбор жидкости ограничен, на забое необходимо поддерживать определенное противодействие. Для работы подъемника с наибольшей эффективностью, т.е. минимальным удельным расходом, необходимо, чтобы подъемник работал на режиме оптимального дебита, для чего необходимо наибольшее погружение, т.е. длина подъемника должна быть максимальной (см. формулу 92). Но в процессе разработки залежи пластовое давление в ней снижается. Поэтому для достижения неизменного отбора жидкости необходимо снижать забойное давление, чтобы поддерживать постоянную депрессию.

Однако необходимость уменьшения со временем забойного давления равносильна уменьшению относительного погружения при неизменной длине подъемника, следствием чего является уменьшение дебита жидкости. Таким образом, нельзя ориентироваться на длительную работу подъемника на режиме  $<2_{\text{шт}}$ . Как уже отмечалось, для получения максимального удельного расхода при режимах  $Q_{\text{опт}}$  и  $Q^{\wedge}$  величина  $e$  должна быть равна 0,5, т.е.

$$e = 0,5 = \frac{h}{L}, \text{ а предполагая } P_2 < P_1, \text{ получаем}$$

$$L = 2h = 2h_0 = 2 \left( H - \frac{P_{\text{зоб}}}{\rho g} \right), \quad (10)$$

где  $h$  - глубина погружения подъемника под динамический уровень, м;  $h_0$  - расстояние от устья до динамического уровня, м.

По вычисленному значению  $L$  можно определить давление у башмака подъемных труб, а потом и  $P_{\text{зоб}}$ . Далее рассчитывают диаметр подъемных труб для оптимального дебита, а затем удельный расход нагнетаемого рабочего агента по формуле (96).

### Контрольные вопросы

- 1). Пояснить сущность газлифтного способа эксплуатации.
- 2). Назвать разновидности газлифтного способа эксплуатации.
- 3). Изобразить схему замкнутого цикла подачи рабочего агента для ком-прессорного газлифта.
- 4). Изобразить схемы внутрискважинного бескомпрессорного газлифта.
- 5). Конструкции и системы работы однорядного подъемника.
- 6). Конструкции и системы работы двухрядного подъемника.
- 7). Достоинства и недостатки однорядного газлифтного подъемника.
- 8). Периодический газлифт, его достоинства и недостатки.
- 9). Дать определение давлениям пусковому и рабочему.

Рассчитать для компрессорного подъемника однорядной конструкции кольцевой системы установку пусковых клапанов. Исходные данные для расчёта возьмите из таблицы 9.

Таблица 9- Исходные данные для расчета

| Наименование исходных данных          | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
|---------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Глубина скважины Н,м                  | 1600 | 1650 | 1680 | 1710 | 1760 | 1800 | 1850 | 1900 | 1980 | 1910 |
| Диаметр эксплуатационной колонны D,мм | 146  | 168  | 146  | 168  | 146  | 168  | 146  | 168  | 146  | 168  |
| Диаметр подъемных труб d,мм           | 62   | 89   | 62   | 89   | 62   | 89   | 62   | 89   | 62   | 89   |

|  |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Длина подъёмных труб L, м  | 1000 | 1000 | 1100 | 1020 | 1500 | 1500 | 1500 | 1500 | 1550 | 1600 |
| Статистический уровень жидкости h <sub>ст</sub> , м                              | 300  | 400  | 300  | 400  | 300  | 400  | 300  | 400  | 300  | 400  |
| Плотность жидкости ρ кг/м <sup>3</sup>   | 900  | 890  | 850  | 860  | 880  | 870  | 900  | 900  | 890  | 880  |
| Давление в пусковой линии у устья скважины P <sub>пуск</sub> , МПа               | 4,6  | 4,1  | 4,8  | 4,8  | 4,8  | 4,9  | 5    | 5,2  | 4,9  | 4,8  |
| Давление у башмака подъёмника во время его нормальной работы, P <sub>1</sub> МПа | 2,1  | 2,3  | 2,5  | 2,5  | 2,7  | 2,8  | 2,8  | 2,9  | 2,9  | 2,9  |
| Расход газа при нормальной работе скважины V, м <sup>3</sup> /ч                  | 400  | 400  | 400  | 400  | 500  | 500  | 500  | 550  | 550  | 600  |

### Методические указания по выполнению задачи №2

Для пуска в работу данной скважины путём продавливания жидкости из затрубного пространства через башмак потребовалось бы следующее максимальное пусковое давление

$$P_{\text{пуск}}^1 = \rho_n \cdot g \cdot L, \text{ Па}$$

Колонну подъёмных труб необходимо снабдить пусковым клапаном. Определяем место установки первого клапана.

$$L_1 = h_{\text{ст}} + \frac{P_{\text{пуск}}}{\rho \cdot g} \cdot \frac{d^2}{D^2} - 20, \text{ м}$$

Для определенного места установки второго клапана воспользуемся номограммой (рисунок 4). для расчёта размещения пусковых клапанов, по которой находим максимальный перепад давления на уровне резервного клапана.

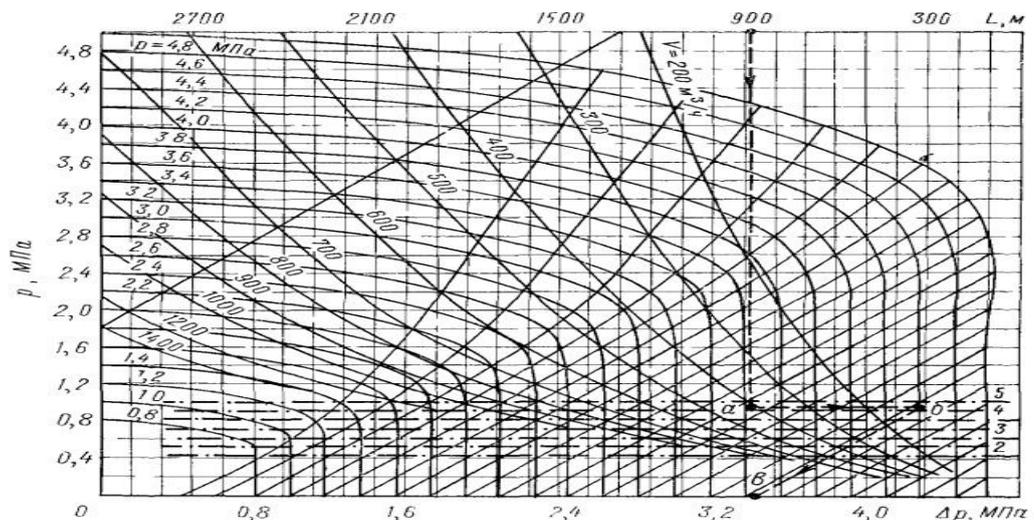


Рисунок 4.

Он же будет и закрывающим перепадом давления первого клапана. Из точки полученного значения L<sub>1</sub> на верхней горизонтальной оси номограммы опускаем вертикаль до кривой заданного V. Далее ведём наклонную линию влево вниз и на оси абсцисс находим точку B, соответствующую перепаду давления.

Глубину установки второго клапана находим по формуле:

$$L_2 = L_1 + \frac{\Delta P_1}{\rho \cdot g} - 10, \text{ м}$$

Закрывающий перепад давления второго клапана находим аналогично по той же номограмме. В этом случае вертикаль из точки  $L_2$  на верхней горизонтальной оси опущена до пересечения с кривой заданного  $V$ . Находим  $\Delta P_2$ .

Глубина установки третьего клапана

$$L_3 = L_2 + \frac{P_{\text{пуск}}}{\rho \cdot g} - 10, \text{ м}$$

Однако следует отметить что расчёт пусковых клапанов возможен по указанной формуле и номограмме до тех пор, пока справедливо равенство

$$L_k \leq h_{\text{ст}} + \frac{P_{\text{пуск}}}{\rho \cdot g}$$

Т.е. пока в процессе пуска скважины

$P_3 > P_{\text{шт}}$  и, следовательно, отсутствует приток жидкости из пласта.

Закрывающий перепад давления  $\Delta P_2'$  находим по формуле:

$$\Delta P_2' = P_{\text{пуск}} - P_1 \frac{L_2}{L}, \text{ Па}$$

Глубину установки третьего клапана определяем перерасчётом по вновь найденному значению закрывающего перепада давления

$$L_3^1 = L_2 + \frac{\Delta P_2'}{\rho \cdot g} - 10, \text{ м}$$

Если третий клапан оказался немного ниже башмака подъёмной колонны, то его следует приподнять.

При наличии в жидкости песка, хвостовик опускают ниже башмака подъёмной колонны до фильтра, а при отсутствии песка спускают хвостовик длиной 30-40 м для устранения пульсации скважины.

Для более равномерной нагрузки на клапаны второй клапан так же рекомендуется приподнять.

После перестановки клапанов следует внести поправки на закрывающие перепады давлений, которые будут равны:

$$\Delta P_1' = \rho \cdot g (L_2' - L_1) + 10^5, \text{ Па}$$

$$\Delta P_2' = \rho \cdot g (L_3' - L_2) + 10^5, \text{ Па}$$

$$\Delta P_3' = \rho \cdot g (L - L_3) + 10^5, \text{ Па}$$

Вывод

## Практическая работа № 12 Расчет прочности колонны штанг

**Цель:** Научиться производить расчет на прочность колонны штанг. Закрепить полученные знания.

**Задание:** Рассчитать нагрузку на колонну штанг по приведенному напряжению подобрать материал штанг.

Таблица 1-Исходные данные

| Вариант | Глубина спуска насоса, Н | Длина хода плунжера S, м | Тип насоса | Диаметр НКТ, мм | Число качаний n |
|---------|--------------------------|--------------------------|------------|-----------------|-----------------|
| 1       | 1500                     | 1,2                      | НН2-32     | 60              | 12              |
| 2       | 1320                     | 1,8                      |            |                 |                 |
| 3       | 1280                     | 2,1                      |            |                 |                 |
| 4       | 1230                     | 2,5                      |            |                 |                 |
| 5       | 1160                     | 3,0                      |            |                 |                 |

|    |      |     |        |    |    |
|----|------|-----|--------|----|----|
| 6  | 1715 | 0,9 |        |    |    |
| 7  | 1690 | 1,2 |        |    |    |
| 8  | 1620 | 1,5 |        |    |    |
| 9  | 1555 | 1,8 |        |    |    |
| 10 | 1500 | 2,1 |        |    |    |
| 11 | 1270 | 1,3 |        |    |    |
| 12 | 1195 | 1,8 |        |    |    |
| 13 | 1160 | 2,1 |        |    |    |
| 14 | 1120 | 2,5 |        |    |    |
| 15 | 1005 | 3,0 | НВ1-38 | 73 | 10 |

Коэффициент подачи насоса  $\eta_o = 0,8$ ;

плотность жидкости  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ;

1-7 вариант-условия эксплуатации коррозионные без влияния  $\text{H}_2 \text{S}$ .

8-15 вариант-условия эксплуатации коррозионные с влиянием  $\text{H}_2\text{S}$ .

### Общие сведения :

Работа насосных штанг происходит при переменных нагрузках в агрессивной среде. Имеет место трение соединительных муфт о трубы. Разрушение штанг, как правило, происходит от усталости металла, а не от действия максимальных нагрузок.

Для повышения механических свойств стали и достижения равнопрочности штанг по всей длине их подвергают различным видам термической обработки (нормализация, закалка, отпуск).

Для упрочнения штанг их поверхность закаливается токами высокой частоты или наклепывается дробью.

Практика показывает, что 40-45 % ремонтов ШСНУ вызваны авариями со штангами. Причем, в коррозионной среде это число увеличивается в 2-15 раз, в искривленных скважинах- 2-5 раз. Поэтому для нормальной работы установки большое значение имеет правильный подбор материала штанг, вид термической обработки в зависимости от условий эксплуатации.

Основным расчетным параметром для подбора является приведенное напряжение, учитывающее переменные циклические нагрузки.

Для уменьшения нагрузки на головку балансира от веса штанг, часто в скважину спускают ступенчатые колонны, состоящие из штанг нескольких диаметров. Для соединения ступеней применяют переводные муфты.

Порядок расчетов:

1. Определить вес столба жидкости без учета динамического уровня жидкости:

$$P_{\text{ж}} = F_{\text{п}} \cdot H \cdot \rho \cdot gH,$$

где  $F_{\text{п}}$ -площадь поперечного сечения плунжера насоса,  $\text{м}^2$ . Рассчитываем:  $F=0,785 \cdot D^2$

где  $D$  – диаметр плунжера;

$H$ -глубина спуска насоса, м;

$\rho$ – плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;

$g$ - ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

2.Подобрать колонну штанг и определить вес колонны штанг в воздухе

$$P_{\text{ш}} = (q_1 \cdot l_1 + q_2 \cdot l_2) \cdot gH,$$

где  $q_1$  и  $q_2$  - масса одного метра штанг каждой ступни, кг (см. таблицу 1);

$l_1$  и  $l_2$  - длина каждой ступни, м.

$$l_1 = \frac{e_1 H}{100} \text{ м}, \quad l_2 = \frac{e_2 H}{100} \text{ м}$$

где  $e_1 = 72\%$ ,  $e_2 = 28\%$  – длина каждой ступни в % от общей глубины спуска насоса.

Таблица 1- Параметры насосных штанг

| Диаметр штанг d, мм | Масса одного метра штанг с муфтами, кг |
|---------------------|--|
| 22                  | 3,14                                   |
| 19                  | 2,35                                   |

3. Определить вес штанг в жидкости:

$$P'_{ш} = b \cdot P_{ш} H,$$

где  $b=0,89$  – коэффициент потери веса штанг в жидкости.

4. Определить среднюю площадь штанг:

$$f_{ш.ср} = \frac{e_1 \cdot f_{ш1} + e_2 \cdot f_{ш2}}{100} \text{ мм}^2$$

где  $f_{ш1}$  и  $f_{ш2}$  – площадь поперечного сечения штанг каждой ступени,  $\text{мм}^2$ , рассчитываем по формуле  $F=0,785 \cdot d^2_{ш}$ ,  $\text{мм}^2$

5. Определить средний диаметр штанг:

$$d_{ш.ср} = \sqrt{\frac{4f_{ш.ср}}{\pi}} \text{ мм}$$

6. Определить коэффициент учитывающий соотношение диаметров штанг и труб:

$$\psi = \frac{f_{т}}{f_{т} + f_{ш.ср}}$$

где  $f_{т}$  – площадь проходного сечения НКТ,  $\text{мм}^2, \text{см}^2$ , таблицу 2 или рассчитать по формуле  $F=0,785 \cdot d^2_{\text{НКТ}}$ ,  $\text{мм}^2$

Таблица 2 - Параметры насосно-компрессорных труб

| Диаметр НКТ, мм                               | 48    | 60    | 73    |
|---|-------|-------|-------|
| Площадь проходного сечения НКТ, $\text{см}^2$ | 12,75 | 19,80 | 30,18 |

7. Определить удлинение колонны штанг от веса столба жидкости

$$\lambda = \frac{P_{ж} H}{E f_{ш.ср}} \text{ м},$$

где  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости стали;  $f_{ш.ср}$  – средняя площадь штанг,  $\text{мм}^2$

8. Определить максимальную и минимальную нагрузки в точке подвеса штанг:

$$P_{max} = P_{ж} + P'_{ш} + 0,011 \frac{D_{п}}{d_{ш.ср}} n P_{ш} \sqrt{\psi S - \lambda} + 1000 \text{ Н}$$

$$P_{min} = P'_{ш} + 0,011 \frac{D_{п}}{d_{ш.ср}} n P_{ш} \sqrt{\psi S - \lambda} - 1000 \text{ Н}$$

где  $D_{п}$  – диаметр плунжера насоса, мм;

$S$  – длина хода плунжера, м.

9. Определить максимальное напряжение в штангах:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f_{ш.ср}} \text{ МПа}$$

10. Определить минимальное напряжение в штангах:

$$\sigma_{min} = \frac{P_{min}}{f_{ш.сп}} \text{ МПа}$$

11. Определить амплитудное напряжение в штангах:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \text{ МПа}$$

12. Определить приведенное напряжение в штангах

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \sigma_a} \leq [\sigma_{пр}]$$

13. По приведенному напряжению подобрать материал штанг (см. Бухаленко Е.И. Нефтепромысловое оборудование Справочник.М. Недра. 1990, стр. 62).Учесть условия эксплуатации в соответствии с исходными данными.

Вывод:

### Практическая работа № 13

**Тема: Определение нагрузок на головку балансира СК, выбор привода.**

**Установление режима работы.**

**Цель:** Закрепление полученных знаний по теме "Привод ШСНУ"

#### Общие сведения

Диаграмма Адонина дает возможность подбирать оборудование (станок-качалку) по заданным значениям дебита и глубины спуска насоса.

Сплошные ломаные линии указывают границы зон применения СК одного типа; пунктирные - границы областей в этих зонах; каждой зоне области соответствует насос (плунжер) определенного диаметра в мм (на диаграмме цифра в кружке).

При подборе оборудования и установки режима его работы определяют тип СК и диаметр плунжера, которые находят при пересечении проекций дебита скважины Q и глубины спуска насоса L. Тип насоса определяют в

Определить нагрузки на головку балансира  $P_{min}$  и  $P_{max}$ . Выбрать по диаграмме Адонина тип станка-качалки.

Таблица 1 - Исходные данные

| Исходные данные                                   | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   | 11   | 12   |
|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Подача насоса Q, м <sup>3</sup> *10 <sup>-4</sup> | 4,62 | 3,6  | 2,5  | 4,3  | 3,3  | 3,5  | 2,8  | 3,5  | 3,7  | 4,3  | 2,5  | 3,2  |
| Плотность жидкости ρ, кг/м <sup>3</sup>           | 900  | 1000 | 1100 | 1050 | 1150 | 1050 | 900  | 1100 | 1150 | 900  | 1000 | 1150 |
| Глубина спуска насоса H, м                        | 1180 | 1200 | 1200 | 1200 | 1400 | 1450 | 1300 | 1200 | 1230 | 1200 | 1300 | 1400 |
| Диаметр НКТ D <sub>нкт</sub> , мм                 | 73   | 62   | 62   | 73   | 73   | 73   | 62   | 73   | 73   | 73   | 60   | 73   |
| Толщина стенки НКТ б, мм                          | 5,5  | 5    | 5    | 5,5  | 5,5  | 5,5  | 5    | 5,5  | 5,5  | 5,5  | 5    | 5,5  |

|                                    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Плотность стали, кг/м <sup>3</sup> | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 |
| Длина хода устьевого штока s, м    | 2,1  | 1,8  | 2    | 2,5  | 2,3  | 2,2  | 2,4  | 2,0  | 2,5  | 2,2  | 2,4  | 2,7  |

Диаметр штанг, мм

16

19

22

25

Масса штанг в воздухе, кг

2,07

2,48

3,17

4,37

### Ход работы:

1. Перевести секундную подачу насоса в суточную:

$$Q_{\text{сут}} = Q_{\text{сек}} * 86400 \text{ м}^3/\text{сут}$$

2. По диаграмме Адонина определить диаметр плунжера и тип станка-качалки. Расшифровать основные параметры СК.

3. Определить колонну конструкцию штанг (предлагается двухступенчатая колонна 19 мм и 16 мм).

4. Определить вес колонны штанг в воздухе по формуле:

$$P_{\text{ш}} = (q_1 l_1 + q_2 l_2) * g; \text{ Н,}$$

где  $q_1, q_2$  - масса одного метра штанг каждой ступни, кг

$l_1, l_2$  - длина каждой ступни в м.

$l_1 = e_1 H / 100$ , м

$l_2 = e_2 H / 100$ , м

где  $e_1, e_2$  - длина каждой ступни в % к общей глубине спуска насоса.

5. Определить вес штанг в жидкости по формуле:

$$P'_{\text{ш}} = K_{\text{арх}} * P_{\text{ш}}; \text{ Н}$$

где  $K_{\text{арх}}$  - коэффициент Архимеда:  $K_{\text{арх}} = 1 - \rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{ст}}$

6. Определить вес столба жидкости без учета динамического уровня жидкости по формуле:

$$P_{\text{ж}} = F_{\text{п}} H \rho g; \text{ Н}$$

где  $F_{\text{п}}$  - площадь поперечного сечения плунжера насоса, м<sup>2</sup>

$H$  - глубина спуска насоса, м

$\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

7. Определить среднюю площадь штанг по формуле:

$$f_{\text{ш.ср}} = 100 / (e_1 / f_{\text{ш1}} + e_2 / f_{\text{ш2}}); \text{ м}^2$$

где  $f_{\text{ш1}}, f_{\text{ш2}}$  - площадь поперечного сечения штанг каждой ступни м<sup>2</sup>

8. Определить средний диаметр по формуле:

$$d_{\text{ш.ср}} = \sqrt{4 f_{\text{ш.ср}} / \pi}, \text{ м}$$

9. Определить коэффициент, учитывающий соотношение диаметра штанг и труб:

$$\psi = f_{\text{т}} / (f_{\text{т}} + f_{\text{ш.ср}}), \text{ где}$$

$f_{\text{т}}$  - площадь проходного сечения НКТ, м<sup>2</sup>

$$f_{\text{т}} = 0,785(D-26)^2$$

10. Определить удлинение колонны штанг отвеса столба жидкости:

$$\lambda = P_{\text{ж}} H / E f_{\text{ш.ср}}; \text{ м}$$

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

11. Определить максимальную нагрузку в точке подвеса штанг по формуле:

$$P_{\max} = P_{\text{ж}} + P_{\text{ш}} + 0,011 \left( \frac{D_{\text{п}}}{d_{\text{ш.ср}}} \right) n P_{\text{ш}} \sqrt{\psi S_{\text{п}} - \lambda} + 1000; \text{Н}$$

Где  $D_{\text{п}}$  – диаметр плунжера насоса, м

$S_{\text{п}}$  – длина хода плунжера, м

$n$  – число качаний, с-1.

$$n = Q / F_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}}; \text{с-1}$$

$$S_{\text{п}} = s - \lambda; \text{м}$$

12. Определить момент на валу кривошипа по формуле:

$$M = 300s + 0,236s (P_{\max} - P_{\min}); \text{кг*м,}$$

Где  $P_{\min}$  – минимальная нагрузка в точке подвеса штанг.

$$P_{\min} = P_{\text{ш}} - 0,011 \left( \frac{D_{\text{п}}}{d_{\text{ш.ср}}} \right) n P_{\text{ш}} \sqrt{\psi S_{\text{п}} - \lambda} + 1000; \text{Н}$$

Сравнить полученные данные с параметрами выбранного станка качалки и сделать соответствующий вывод.

Вывод:

### Практическая работа № 14

#### Расчет и подбор оборудования для штанговой скважинной насосной установки

**Цель:** Научиться подбирать оборудование для штанговой скважинной насосной установки

**Задача:** Определить по данным исследования режим работы скважины оборудованной ШСНУ и подобрать оборудование, определить мощность и подобрать электродвигатель

1. Определяем планируемый отбор жидкости по уравнению притока при  $\pi = 1$ :

$$Q = K \cdot (P_{\text{пл}} - P_{\text{заб}}) \pi, \text{ т/сут,} \quad (1)$$

где:  $K$  – коэффициент продуктивности, т/сут;

$P_{\text{пл}}$  – пластовое давление, МПа;

$P_{\text{заб}}$  – забойное давление, МПа;

$\pi$  – показатель фильтрации при линейной зависимости  $Q = P$ ;  $\pi = 1$ .

глубина спуска насоса  $L_{\text{п}}$

Плотность смеси при  $p_{\text{в}} = 53\%$ :

$$\rho_{\text{см}} = \frac{\rho + \rho \cdot G + \rho \cdot \frac{n}{1-n}}{\varepsilon + \frac{n}{1-n}}, \text{ кг/ м}^3 \quad (2)$$

где:  $\rho_{\text{н}}$  – плотность нефти  $\text{кг/ м}^3$

$\rho_{\text{г}}$  – плотность газа,  $\text{кг/ м}^3$

$\rho_{\text{в}}$  – плотность воды,  $\text{кг/ м}^3$

$p_{\text{в}}$  – содержание воды в продукции скважины, %

$\varepsilon$  – объемный коэффициент смеси.

Необходимая теоретическая производительность установки при коэффициенте подачи  $\eta = 0,6 - 0,8$ :

$$Q_{об} = \frac{Q}{\rho * \eta}, \text{ м}^3/\text{сут}, \quad (3)$$

где  $Q_{об}$  – планируемый отбор, т/сут.

4. По диаграмме области применения СКД6 и СКД8 определяем тип СК. Например:  $L_{п} = 900$  м,  $Q_{об} = 45 \text{ м}^3/\text{сут}$ ,  $d_{насоса} = 57$  мм. По глубине спуска насоса и дебиту выбираем тип станка-качалки и диаметр насоса: СКД6-2,5-2800 – станок-качалка нормального ряда дезаксиальный, максимальная длина хода устьевого штока – 25 дм, номинальный крутящий момент на валу редуктора – 28 кН·м. Максимальное число качаний  $n = 14$  в минуту.

5. Выбираем тип насоса:

НСН-1 – до 1200 м,

НСН-2 – от 1200 до 1500 м,

НСВ-1 – от 1500 до 2500 м,

НСВ-2 – свыше 2500 м.

Выбираем НСН-1, который спускается на глубину до 1200 м, поскольку  $L_{п} = 900$  м.

6. Выбираем насосно-компрессорные трубы по диаметру насоса  $d_n = 57$  мм, выбираем  $d_{нкт} = 73$  мм.

7. По рекомендациям таблиц выбираем конструкцию штанг исходя из данных:

$d_n = 57$  мм,  $L_{п} = 900$  м. Конструкция колонны штанг одноступенчатая: диаметр штанг  $d_{шт} = 19$  мм. Максимальная глубина спуска насоса при данной конструкции колонны  $L_{п} = 920$  м, штанги изготовлены из стали 20НМ, нормализованной при  $[\sigma_{пр}] = 90$  МПа.

8. Число качаний балансира станка-качалки:

$$n = \frac{Q}{F * S * \eta * 1440 * \rho}, \text{ кач/мин}, \quad (4)$$

где  $Q$  – заданная фактическая производительность установки, т/сут;

$F_{пл}$  – площадь поперечного сечения плунжера;  $S$  – длина хода полированного штока, м;

$\eta = 0,8$  – КПД станка-качалки;

1440 – число минут в сутках,  $24 \cdot 60 = 1440$  мин;

$\rho_{см}$  – плотность смеси.

9. Площадь поперечного сечения плунжера:

$$F_{пл} = \frac{\pi * d_n^2}{4} * 10^{-4}, \text{ м}^2, \quad (5)$$

где  $d_n$  – диаметр насоса,  $d_n = 57$  мм.

10. Определяем необходимую мощность и выбираем тип электродвигателя для привода СК:

$$N = 0,000401 * \pi * D_{н.л}^2 * S_{шт} * n * \rho_{см} * H * \left( \frac{1 - \eta_n * \eta_{ск}}{\eta_n * \eta_{ск}} + \eta \right) * K, \quad (6)$$

где  $\eta_n = 0,9$  – КПД насоса;

$\eta_{ск} = 0,82$  – КПД станка-качалки;

$\eta = 0,7$  – коэффициент подачи насосной установки;

$K = 1,2$  – коэффициент степени уравновешенности станка-качалки;

$H$  – динамический уровень;

$\rho_{см}$  – плотность смеси,  $кг/м^3$ ;

$n$  – число качаний в минуту;

$S_{шт}$  – длина хода полированного штока, м;

$D_{пл}$  – диаметр плунжера насоса

11. По полученной мощности двигателя  $N = 33,88$  кВт подбираем тип двигателя по справочнику АОП2 – 82 – 6. Параметры двигателя: номинальная мощность

$P_n = 40$  кВт; частота вращения вала 980 об/мин; КПД – 91,5 %;  $\cos j = 0,89$ ;

$M_{пуск} / M_{ном} = 1,8$ ;  $M_{макс} / M_n = 2,2$ ;  $I_{пуск} / I_n = 7,5$ .

### Контрольные вопросы:

1. Как изменяется нагрузка в точке подвеса штанг в течении двойного хода?
2. Какое основное назначение уравновешивания станков-качалок?
3. Как изменяется крутящий момент на редукторе уравновешенного станка-качалки?
4. В чем сущность кривошипного уравновешивания станков-качалок?
5. Как определить место установки кривошипных грузов?
6. Как подсчитывается мощность двигателя станка-качалки?
7. Расшифруйте условное обозначение СК.
8. Как выбирают тип СК?
9. Чем отличается работа аксиального и дезаксиального СК?
10. Виды уравновешивания, их область применения.

## Практическая работа №15

### Определение длины хода плунжера штангового насоса

**Цель:** Приобрести навыки расчеты плунжера штангового насоса

**Задание:** Определение длины хода плунжера с учетом статических и динамических сил

Длина хода плунжера с учетом действия статических сил определяется по формуле

$$S_{пл} = S_A - \lambda = S_A - (\lambda_{шт} + \lambda_{тр} + \lambda_{сж.шт} + \lambda_{из}), \quad (1)$$

где  $S_A$  – длина хода точки подвеса штанг (полированного штока);  $\lambda$  – сумма статических деформаций;  $\lambda_{шт}$  – деформация штанг под действием перепада давления над и под плунжером при ходе вверх,

$$\lambda_{шт} = \frac{\Delta P_{ж} \cdot L}{E_{шт} \cdot f_{шт}}. \quad (2)$$

Здесь  $\Delta P_{ж}$  – вес столба жидкости над плунжером,

$$\Delta P_{ж} = F \cdot (P_{ст} + P_{б} + P_{г} - P_{с}), \quad (3)$$

где  $F$  - площадь проходного сечения цилиндра;

$P_{ст}$  - давление столба жидкости над плунжером;

$P_б$  - буферное давление в выкидной линии;

$P_г$  - потери давления, обусловленного сопротивлением потоку жидкости в трубах;

$P_с$  - давление под плунжером, определяемое глубиной погружения насоса под динамический уровень и сопротивлением потоку жидкости в клапанах насоса и в фильтре,

$P_с = P_д - P_{кл}$ ;  $E_{ш}$  - модуль упругости материала штанг;

$L$  - глубина подвески насоса;

$f_{ш}$  - площадь поперечного сечения штанг.

Деформация труб при ходе штанг вниз

$$\lambda_{ш} = \frac{\Delta P_{ж} \cdot L}{E_{т} \cdot f_{т}} \quad (4)$$

где  $\Delta P_{ж}$  - вес столба жидкости над плунжером;  $E_{т}$  - модуль упругости материала труб;  $f_{т}$  - площадь поперечного сечения труб (по металлу).

При ходе штанг вниз на них действует осевая сила, направленная вверх  $P_с$ . Эта сила вызвана сопротивлением потоку жидкости в нагнетательном клапане и трением плунжера о цилиндр. Сила  $P_с$  вызывает сжатие и продольный изгиб нижней части колонны штанг.

Если эти силы не уравниваются утяжеленным низом штанг, то соответствующая деформация, уменьшающая длину хода плунжера, будет

$$\lambda_{сж.ш} = \frac{P_с \cdot L}{E_{ш} \cdot f_{ш}}; \quad (5)$$

$$\lambda_{из} = \frac{P_с \cdot R_c^2 \cdot L_{сж}}{2 \cdot I \cdot \left[ \sqrt{1 + \frac{P_с \cdot R_c^2}{E \cdot I}} + I \right]^2}, \quad (6)$$

где  $L_{сж} = P_с / q_{ш}$  - длина сжатой части колонны;  $R_c$  - радиус спирали, по которой изогнута сжатая часть колонны,

$$R_c = \frac{D_{т} - d_{ш}}{2}; \quad (7)$$

$D_{т}$  - внутренний диаметр труб;  $d_{ш}$  - диаметр штанг;  $I$  - момент инерции поперечного сечения штанг;  $q_{ш}$  - вес 1 м длины штанг в жидкости.

Если осевая сила  $P_с < 10$  кН, то можно использовать более простую формулу А. Лубинского для определения  $\lambda_{из}$ :

$$\lambda_{из} = \frac{P_с \cdot R_c^2 \cdot L_{сж}}{8 \cdot E \cdot I} \quad (8)$$

### Определение длины хода плунжера с учетом статических и динамических сил.

Согласно исследованиям А. Н. Адонина граница между статическим и динамическим режимами при откачке жидкости находится в зоне параметра Коши  $\omega \cdot L / a = 0,35 - 0,45$ , где  $\omega = \pi \cdot n / 30$  - угловая скорость вращения кривошипа;  $a$  - скорость звука в штангах ( $a = 5100$  м/с). При

двухступенчатой колонне штанг с учетом сопротивления движению штанг в вязкой жидкости А. С. Вирновским получена зависимость:

$$S_{\text{шт}} = S_A \cdot [(\cos \mu_1 + \text{sh}^2 \beta_1) \cdot (\cos^2 \mu_2 + \text{sh}^2 \beta_2) - \frac{1}{2} \cdot \frac{f_{\text{шт}2}}{f_{\text{шт}1}} \cdot (\sin 2\mu_1 \cdot \sin 2\mu_2 - \text{sh} 2\beta_1 \cdot \text{sh} 2\beta_2) + \left(\frac{f_{\text{шт}2}}{f_{\text{шт}1}}\right)^2 \cdot (\sin^2 \mu_1 + \text{sh}^2 \beta_1) \cdot (\sin^2 \mu_2 + \text{sh}^2 \beta_2)]^{-1/2} - \lambda, \quad (9)$$

где  $\beta_1 = b \cdot L_1 / a$ ;

$b$  - константа трения, обычно равна 0,2 - 1,0  $\text{с}^{-1}$ ;

$\mu_1$  - критерий Коши;

$f_{\text{шт}}$  - площадь сечения штанг;

$$\text{sh} \beta = \frac{e^\beta - e^{-\beta}}{2} \quad \text{- гиперболический синус.}$$

Без учета сопротивления движению штанг в вязкой жидкости

$$S_{\text{шт}} = \frac{S_A}{\cos \mu_1 \cdot \cos \mu_2 - \frac{f_{\text{шт}2}}{f_{\text{шт}1}} \cdot \sin \mu_1 \cdot \sin \mu_2} - \lambda, \quad (10)$$

Если колонна штанг одноступенчатая, в вязкой жидкости

$$S_{\text{шт}} = \frac{S_A}{(\cos^2 \mu + \text{sh}^2 \beta)} - \lambda, \quad (11)$$

без учета вязкости ( $\beta = 0$ )

$$S_{\text{шт}} = \frac{S_A}{\cos \mu} - \lambda, \quad (12)$$

Индексы 1 и 2 соответствуют верхней и нижней ступеням колонны.

## Практическая работа №16

### Расчет балансира станка-качалки на прочность

При расчете балансира СК на прочность считается, что нагрузки в ТПШ-Р и в шатуне -  $P_{\text{шат}}$ , действуют перпендикулярно к оси балансира. Следует учитывать, что нагрузка на балансир может превысить  $P_{\text{max}}$  за счет заклинивания плунжера в цилиндре насоса. Тогда величина максимальной кратковременной нагрузки составит

$$P_{\text{закл}} = \mu \cdot P_{\text{max}},$$

где  $\mu$  - коэффициент перегрузки, 1,5...1,8;

$P_{\text{max}}$  - максимальная нагрузка в ТПШ, н.

Расчет балансира, как правило, осуществляют при статическом (постоянном) и динамическом (переменном) нагружениях.

1. Расчет при действии постоянных нагрузок.

1.1. Максимальный изгибающий момент, действующий на балансир

$$M_{max} = P_{закл} \cdot K_1 ,$$

где  $K_1$  - длина переднего плеча балансира, м.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} ,$$

1.2.Максимальное напряжение

где  $W$ - полярный момент сопротивления сечения балансира действию данного изгибающего момента, м<sup>3</sup>.

1.3.Коэффициент запаса прочности при действии постоянных нагрузок в случае хрупкого разрушения

$$n_1 = \frac{\sigma_B}{\sigma_{max}} \geq 1.5 ,$$

где  $\sigma_B$ - предел прочности материала балансира, Па.

2. Расчет при действии переменных нагрузок.

2.1Минимальный изгибающий момент, действующий на балансир и возникающий при движении ТПШ вниз

$$M_{min} = P_{min} \cdot K_1 ,$$

где  $P_{min}$ - минимальная нагрузка в ТПШ (усилие от массы колонны штанг), н.

2.2Минимальное значение напряжения

$$\sigma_{min} = \frac{M_{min}}{W} ,$$

2.3.Значение амплитуды изменения напряжения

$$\sigma_a = \frac{M_{min}}{W}$$

2.4.Эффективный коэффициент концентрации напряжений, который характеризует действительное снижение предела выносливости вследствие концентрации напряжений при возникновении усталостного (амплитудного) напряжения

$$(K_\sigma)_B = \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} ,$$

где  $K_\sigma$ - коэффициент, учитывающий форму балансира (для двутаврового -1,4... 1,6; для двухдвутаврового - 1,7... 2,0);

$\epsilon_\sigma$ - коэффициент, учитывающий снижение предела выносливости с ростом размера сечения (0,8...0,95; 0,9...1,1)

$\beta_\sigma$ - коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности (2.5...3.2).

2.5. Напряжение при симметричном цикле нагружения

$$(\sigma_a)_{\Sigma} = (K_{\sigma})_B \cdot \sigma_a,$$

2.6. Коэффициент запаса прочности при действии переменных нагрузок

$$n_2 = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_a)_{\Sigma}} \geq 3,$$

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости материала балансира на изгиб,  $0,4\sigma_B$ , МПа.

Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.

Таблица 7- Расчет балансира СК на прочность.

| № вар. | $d_{\text{нкт}}$ , мм, мм | L, м | $d_{\text{ш2}}$ , мм | $d_{\text{ш1}}$ , мм | $K_1$ , м | $\rho_{\text{ж}}$ ; кг/м <sup>3</sup> | n, мин <sup>-1</sup> | № двугавра |
|--------|---------------------------|------|----------------------|----------------------|-----------|---------------------------------------|----------------------|------------|
| 1      | 2                         | 3    | 4                    | 5                    | 6         | 7                                     | 8                    | 9          |
| 1      | 42(3,5)                   | 1150 | 16                   | 19                   | 2,0       | 820                                   | 15                   | 16         |
| 2      | 48(4)                     | 1160 | 16                   | 19                   | 2,1       | 830                                   | 14,8                 | 18         |
| 3      | 60(5)                     | 1170 | 19                   | 22                   | 2,2       | 840                                   | 14,6                 | 18а        |
| 4      | 73(7,5)                   | 1180 | 19                   | 22                   | 2,3       | 850                                   | 14,4                 | 20         |
| 5      | 73(7)                     | 1190 | 19                   | 22                   | 2,4       | 860                                   | 14,2                 | 20а        |
| 6      | 89(6,5)                   | 1200 | 22                   | 25                   | 2,5       | 870                                   | 14,0                 | 22         |
| 7      | 89(8)                     | 1210 | 22                   | 25                   | 2,6       | 880                                   | 13,8                 | 22а        |
| 8      | 48(4)                     | 1220 | 16                   | 19                   | 2,7       | 890                                   | 13,6                 | 24         |
| 9      | 60(5)                     | 1230 | 16                   | 19                   | 2,8       | 900                                   | 13,4                 | 24а        |
| 10     | 73(7,5)                   | 1240 | 16                   | 19                   | 2,9       | 910                                   | 13,2                 | 27         |
| 11     | 73(7)                     | 1250 | 16                   | 19                   | 3,0       | 920                                   | 13                   | 27а        |
| 12     | 89(6,5)                   | 1260 | 16                   | 19                   | 3,1       | 930                                   | 12,8                 | 30         |
| 13     | 89(8)                     | 1270 | 16                   | 19                   | 3,2       | 940                                   | 12,6                 | 30а        |
| 14     | 48(4)                     | 1280 | 16                   | 19                   | 3,3       | 950                                   | 12,4                 | 30         |
| 15     | 60(5)                     | 1290 | 19                   | 22                   | 3,4       | 960                                   | 12,2                 | 27а        |
| 16     | 73(7,5)                   | 1300 | 19                   | 22                   | 3,5       | 970                                   | 12                   | 27         |
| 17     | 73(7)                     | 1310 | 19                   | 22                   | 1,9       | 980                                   | 11,8                 | 24а        |

|    |         |      |    |    |      |     |      |     |
|----|---------|------|----|----|------|-----|------|-----|
| 18 | 89(6,5) | 1320 | 19 | 22 | 1,8  | 990 | 11,6 | 24  |
| 19 | 89(8)   | 1330 | 19 | 22 | 1,7  | 915 | 11,4 | 22a |
| 20 | 48(4)   | 1340 | 16 | 19 | 1,6  | 925 | 11,2 | 22  |
| 21 | 60(5)   | 1350 | 16 | 19 | 2,15 | 935 | 11   | 20a |
| 22 | 73(7,5) | 1360 | 16 | 19 | 2,25 | 945 | 10,8 | 20  |
| 23 | 73(7)   | 1370 | 19 | 22 | 2,35 | 955 | 10,6 | 18a |
| 24 | 89(6,5) | 1380 | 22 | 25 | 2,45 | 965 | 10,4 | 18  |
| 25 | 89(8)   | 1390 | 19 | 22 | 2,55 | 895 | 10,2 | 30  |

### Практическая работа № 17

#### Расчет и подбор оборудования для штанговой скважинной насосной установки

**Цель:** Научиться подбирать оборудование для штанговой скважинной насосной установки

**Задача:** Определить по данным исследования режим работы скважины оборудованной ШСНУ и подобрать оборудование, определить мощность и подобрать электродвигатель

1. Определяем планируемый отбор жидкости по уравнению притока при  $n = 1$ :

$$Q = K \cdot (P_{пл} - P_{заб})_n, \text{ т/сут}, \quad (1)$$

где:  $K$  – коэффициент продуктивности, т/сут;

$P_{пл}$  – пластовое давление, МПа;

$P_{заб}$  – забойное давление, МПа;

$n$  – показатель фильтрации при линейной зависимости  $Q = P$ ;  $n = 1$ .

глубина спуска насоса  $L_n$

Плотность смеси при

$$\rho_{см} = \frac{\rho + \rho^* G + \rho^* \frac{n}{1-n}}{\varepsilon + \frac{n}{1-n}}, \text{ кг/м}^3 \quad (2)$$

где:  $\rho_n$  – плотность нефти кг/м<sup>3</sup>,

$\rho_g$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>

$\rho_v$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>

$n_v$  – содержание воды в продукции скважины, %

$\varepsilon$  – объемный коэффициент смеси.

Необходимая теоретическая производительность установки при коэффициенте подачи  $\eta = 0,6 - 0,8$ :

$$Q_{об} = \frac{Q}{\rho^* \eta}, \text{ м}^3/\text{сут}, \quad (3)$$

где  $Q_{об}$  – планируемый отбор, т/сут.

4. По диаграмме области применения СКД6 и СКД8 определяем тип СК. Например:  $L_p = 900$  м,  $Q_{об} = 45$  м<sup>3</sup>/сут,  $d$  насоса = 57 мм. По глубине спуска насоса и дебиту выбираем тип станка-качалки и диаметр насоса: СКД6-2,5-2800 – станок-качалка нормального ряда дезаксиальный, максимальная длина хода устьевого штока – 25 дм, номинальный крутящий момент на валу редуктора – 28 кН·м. Максимальное число качаний  $n = 14$  в минуту.

5. Выбираем тип насоса:

НСН-1 – до 1200 м,

НСН-2 – от 1200 до 1500 м,

НСВ-1 – от 1500 до 2500 м,

НСВ-2 – свыше 2500 м.

Выбираем НСН-1, который спускается на глубину до 1200 м, поскольку  $L_p = 900$  м.

6. Выбираем насосно-компрессорные трубы по диаметру насоса  $d_n = 57$  мм, выбираем  $d_{нк} = 73$  мм.

7. По рекомендациям таблиц выбираем конструкцию штанг исходя из данных:

$d_n = 57$  мм,  $L_p = 900$  м. Конструкция колонны штанг одноступенчатая: диаметр штанг  $d_{шт} = 19$  мм. Максимальная глубина спуска насоса при данной конструкции колонны  $L_p = 920$  м, штанги изготовлены из стали 20НМ, нормализованной при  $[\sigma_{пр}] = 90$  МПа.

8. Число качаний балансира станка-качалки:

$$n = \frac{Q}{F * S * \eta * 1440 * \rho}, \text{ кач/мин}, \quad (4)$$

где  $Q$  – заданная фактическая производительность установки, т/сут;

$F_{пл}$  – площадь поперечного сечения плунжера;  $S$  – длина хода полированного штока, м;

$\eta = 0,8$  – КПД станка-качалки;

1440 – число минут в сутках,  $24 \cdot 60 = 1440$  мин;

$\rho_{см}$  – плотность смеси.

9. Площадь поперечного сечения плунжера:

$$F_{пл} = \frac{\pi * d_n^2}{4} * 10^{-4}, \text{ м}^2, \quad (5)$$

где  $d_n$  – диаметр насоса,  $d_n = 57$  мм.

10. Определяем необходимую мощность и выбираем тип электродвигателя для привода СК:

$$N = \frac{0,000401 * \pi * D_{пл}^2 * S_{шт} * n * \rho_{см} * H * \left( \frac{1 - \eta_n * \eta_{ск}}{\eta_n * \eta_{ск}} + \eta \right) * K}{}, \quad (6)$$

где  $\eta_n = 0,9$  – КПД насоса;

$\eta_{ск} = 0,82$  – КПД станка-качалки;

$\eta = 0,7$  – коэффициент подачи насосной установки;

$K = 1,2$  – коэффициент степени уравновешенности станка-качалки;

$H$  – динамический уровень;

$\rho_{см}$  – плотность смеси, кг/м<sup>3</sup>;

$n$  – число качаний в минуту;

$S_{шт}$  – длина хода полированного штока, м;

$D_{пл}$  – диаметр плунжера насоса

11. По полученной мощности двигателя  $N = 33,88$  кВт подбираем тип двигателя по справочнику АОП2 – 82 – 6. Параметры двигателя: номинальная мощность

$P_n = 40$  кВт; частота вращения вала 980 об/мин; КПД – 91,5 %;  $\cos \varphi = 0,89$ ;

$M_{пуск} / M_{ном} = 1,8$ ;  $M_{макс} / M_n = 2,2$ ;  $I_{пуск} / I_n = 7,5$ .

Контрольные вопросы:

1. Как изменяется нагрузка в точке подвеса штанг в течении двойного хода?
2. Какое основное назначение уравнивания станков-качалок?
3. Как изменяется крутящий момент на редукторе уравнивающего станка-качалки?
4. В чем сущность кривошипного уравнивания станков-качалок?
5. Как определить место установки кривошипных грузов?
6. Как подсчитывается мощность двигателя станка-качалки?
7. Расшифруйте условное обозначение СК.
8. Как выбирают тип СК?
9. Чем отличается работа аксиального и дезаксиального СК?
10. Виды уравнивания, их область применения.

### Практическая работа № 18

#### Определение необходимого напора ЭЦН. Выбор центробежного насоса и электродвигателя

1. Определяем забойное давление, при котором обеспечивается заданный дебит скважины:

$$P_{\text{заб}} = P_{\text{пл}} - \frac{Q}{K_{\text{прод}}} = 15 \cdot 10^6 - \frac{270}{48 \cdot 10^{-6}} = 9,375 \cdot 10^7 \text{ Па}, \quad (1)$$

где

$P_{\text{пл}}$  - пластовое давление;

$Q$  - заданный дебит скважины;

$K_{\text{прод}}$  - коэффициент продуктивности скважины.

2. Определяем глубину расположения динамического уровня при заданном дебите жидкости:

$$H_{\text{дин.верт}} = H_{\text{скв}} - \frac{P_{\text{заб}} - P_{\text{затр}}}{\rho \cdot g} = 1700 - \frac{9,375 \cdot 10^7 - 1,2 \cdot 10^6}{880 \cdot 9,81} = 753,03 \text{ м}. \quad (2)$$

где:

$H_{\text{дин.верт}} = 9,375 \cdot 10^7$  – динамический уровень по вертикали, м;

$H_{\text{скв}} = 1700$  – глубина залегания пласта по вертикали, м;

$H_{\text{заб}} = 9,375 \cdot 10^7$  – оптимальное забойное давление, Па;

$\rho = 880$  – удельный вес газожидкостной смеси, кг/м<sup>3</sup>.

3. Определяем среднее значение  $\cos \alpha$ -угла отклонения ствола скважины от вертикали:

$$\cos \alpha = \frac{H_{\text{скв}}}{L_{\text{скв}}} = \frac{1700}{2200} = 0,773, \quad (3)$$

где,  $H_{\text{скв}} = 1700$  – глубина залегания пласта по вертикали, м;

$L_{\text{скв}} = 2200$  – длина скважины, м.

4. Определяем динамический уровень в стволе скважины:

$$H_{\text{дин}} = \frac{H_{\text{дин.верт}}}{\cos \alpha} = \frac{753,03}{0,773} = 974,51 \text{ м}, \quad (4)$$

где  $H_{\text{дин.верт}} = 9,375 \cdot 10^7$  – динамический уровень по вертикали, м;

$\cos \alpha = 0,773$  – угол отклонения ствола скважины от вертикали.

5. Определяем давление на приеме насоса, при котором газосодержание на входе в насос не превышает предельно-допустимое для данного региона:

$$P_{\text{пр}} = (1 - \Gamma) \cdot P_{\text{нас}} = (1 - 0,1) \cdot 10 \cdot 10^6 = 9 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad (5)$$

где  $\Gamma$  – предельно-допустимое газосодержание на приеме насоса,

$P_{\text{нас}}$  – давление насыщения, Па.

6. Определение глубины подвески насоса осуществляем по формуле:

$$L_{\text{подв}} = H_{\text{дин}} + \frac{P_{\text{пр}}}{\rho \cdot g} = 974,51 + \frac{9 \cdot 10^6}{880 \cdot 9,81} = 2017 \text{ м}, \quad (6)$$

7. Температура пластовой жидкости на приеме насоса определяется как:

$$T = T_{\text{пл}} - (L_{\text{скв}} - L_{\text{подв}}) \cdot G_T = 70 - (1700 - 2017) \cdot 0,02 = 66,341 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (7)$$

где  $T_{\text{пл}}$  – пластовая температура;

$G_T$  – температурный градиент.

8. Вычисляем дебит жидкости на входе в насос:

$$Q_{\text{пр}} = Q \cdot B_{\text{об}} = 270 \cdot 1,092 = 294,974 \frac{\text{м}^3}{\text{сут.}}, \quad (8)$$

9. Определяем объемное количество свободного газа на входе в насос:

$$G_{\text{пр}} = G \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_{\text{пр}}}{P_{\text{нас}}} \right) \right] = 70 \cdot \left( \frac{9 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^6} \right) = 7 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}, \quad (9)$$

10. Расчет газосодержания на входе насоса осуществляется по формуле:

$$\beta_{\text{вх}} = \frac{1}{\frac{(1 + P_{\text{пр}}) \cdot B_{\text{об}}}{G_{\text{пр}}} + 1} = \frac{1}{\frac{(1 + 9) \cdot 1,092}{7} + 1} = 0,391; \quad (10)$$

11. Определение требуемого напора насоса:

$$H_{\text{тр}} = \frac{P}{\rho \cdot g} = \frac{1,141 \cdot 10^7}{880 \cdot 9,81} = 1321 \text{ м}; \quad (11)$$

12. Выбор насоса. В соответствии с величинами требуемого напора и требуемой подачи, а также диаметра обсадной колонны произведем выбор погружного электроцентробежного насоса:

13. Вычисляем напор насоса при освоении скважины:

$$H_{\text{гл}} = \frac{P_{\text{гл}}}{\rho_{\text{гл}} \cdot g} = \frac{1,295 \cdot 10^7}{1,1 \cdot 10^3 \cdot 9,81} = 1,2 \cdot 10^3; \quad (13)$$

В соответствии с определенными величинами мощностей, потребляемых насосом в режиме добычи пластового флюида и при освоении, а так же диаметром обсадной колонны выбираем электродвигатель ПЭД90-117.

Проверяем установку на теплоотвод по минимально допустимой скорости охлаждающей жидкости в кольцевом сечении, образованном внутренней поверхностью обсадной колонны в месте установки погружного агрегата и внешней поверхностью погружного двигателя, для чего рассчитываем скорость потока

$$W = \frac{Q}{24 \cdot 3600 \cdot F} = \frac{270}{24 \cdot 3600 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4}} = 0,558 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (14)$$

где  $F = 0,785 (D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{пэд}}^2)$  - площадь кольцевого сечения,

$D_{\text{вн}}$  - внутренний диаметр обсадной колонны,

$d_{\text{пэд}}$  - внешний диаметр ПЭД= 103мм откачиваемой жидкости:

$$F = 0,785(D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{пэд}}^2) = 0,785(144,3^2 - 103^2) = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{м}^2, \quad (15)$$

Вывод:

### Практическая работа № 19 Расчёт подбора УЭЦН к скважине

**Цель:** Подобрать расчетным путем оборудование для эксплуатации скважин ЭЦН.

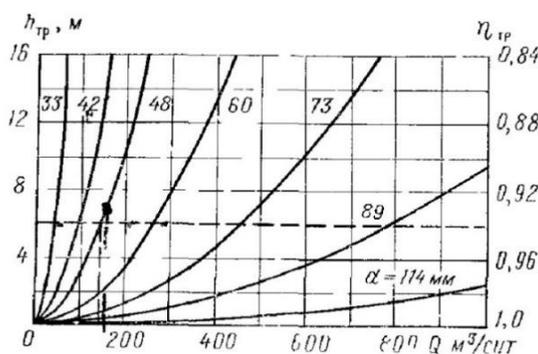
Исходные данные: наружный диаметр эксплуатационной колонны  $D=168$  мм; глубина скважины  $H=1800$  м; дебит жидкости  $Q=120$  м<sup>3</sup>/сут; статический уровень  $h_{\text{ст}}=500$  м; коэффициент продуктивности скважины  $K=80$  м<sup>3</sup>/сут·Мпа; кинематическая вязкость жидкости  $\nu=2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; газовый фактор  $G_0=20$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>; расстояние от устья скважины до сепаратора  $l=30$  м; превышение уровня жидкости в сепараторе над устьем скважины  $h_r=2,5$  м; избыточное давление в сепараторе  $p_c=0,1$  Мпа; плотность добываемой жидкости  $\rho_{\text{ж}} \approx 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

#### 1.Выбор диаметра насосных труб

Диаметр насосных труб определяется их пропускной способностью и возможностью размещения труб в скважине вместе с кабелем и агрегатом.

Пропускная способность труб связана с их к.п.д. К.п.д. труб изменяется от 0,92 до 0,99 и зависит в основном от диаметра и длины. К.п.д. труб, как правило, следует брать не ниже 0,94.

Для определения диаметра труб необходимо из точки дебита провести вертикаль вверх до пересечения кривых потерь напора в трубах разного диаметра. Затем, исходя из предварительно принятого к.п.д. найти в вертикали с линией пересечения указанной 0,94 необходимый диаметр труб.



### Рисунок1- Кривые потерь напора в насосных трубах

При пересечении кривых для труб нескольких диаметров предпочтение надо отдать тому, который дает более высокий к.п.д., учитывая при этом также прочность труб и возможность размещения их в скважине. Из рис.4 видно, что при к.п.д. насосных труб  $\eta_{тр}=0,94$  пропускная способность 48-мм труб примерно равна  $150 \text{ м}^3/\text{сут}$ . Следовательно, можно принять трубы с  $d=48 \text{ мм}$ .

#### 1.2.Определение необходимого напора ЭЦН.

Необходимый напор определяется из уравнения условной характеристики скважины:

$$H_c = h_{ст} + \Delta h + h_{тр} + h_r + h_c, \text{ м} \quad (1)$$

где  $h_{ст}=500 \text{ м}$  - статический уровень;

$\Delta h = Q/K = 120/80 \times 10^{-6} = 1,5 \text{ Мпа}$  – депрессия при показателе степени уравнения притока, равном единице;

$h_{тр}$  – потери напора за счет трения и местных сопротивлений при движении жидкости в трубах от насоса до сепаратора;

$h_r = 2,5 \text{ м}$  – разность геодезических отметок устья скважины и сепаратора;

$h_c$  – избыточный напор в сепараторе,

$h_c = 0,1 \text{ Мпа}$ .

#### 1.3.Рассчитаем потери напора:

$$h_{тр} = 1,08 \cdot 10^{-7} \lambda \frac{(L+l)Q^2}{d^5}, \quad (2)$$

Где  $L$  – глубина спуска насоса, м;  $L = h_d + h$ .

Здесь  $h_d$  – расстояние от устья до динамического уровня,  $h_d = h_{ст} + \Delta h = 500 + 150 = 650 \text{ м}$ ;

$h$  – глубина погружения насоса под динамический уровень,

$h = 50 \text{ м}$ .

Следовательно,  $L = 650 + 50 = 700 \text{ м}$ .

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda$  при движении в трубах однофазной жидкости определяется в зависимости от числа Рейнольдса  $Re$  и относительной гладкости труб  $R_s$ :

#### 1.4.Определим число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v_{сп} d}{\nu} = 14,7 \cdot 10^{-6} Q / \nu, \quad (3)$$

Где  $d$  – внутренний диаметр 48-мм труб,  $d = 0,0403 \text{ м}$ .

$$Re = 14,7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{120}{0,0403} \cdot 2 \cdot 10^{-6} = 21900.$$

#### 1.5.Определяем относительную гладкость труб:

$$R_s = d / 2\Delta, \quad (4)$$

$d$  – диаметр труб, мм;

$\Delta$  – шероховатость стенок труб, мм.

Тогда имеем:

$$R_s = \frac{40,3}{2} \cdot 0,1 = 202.$$

По полученным значениям Re и  $R_s$  находим из графика  $\lambda=0,03$

Определим потери напора на трение и местные сопротивления:

$$h_{\text{тр}} = 1,08 \cdot 10^{-7} \cdot 0,03 \frac{(700 + 30)120^2}{0,0403^5} = 318 \cdot 10^3 \text{ Па или } 31,8 \text{ м вод. ст.}$$

Рассчитываем необходимый напор насоса в заданных условиях:

$$H_c = 500 + 150 + 31,8 + 2,5 + 10 = 694,3 \text{ м ст. жидкости.}$$

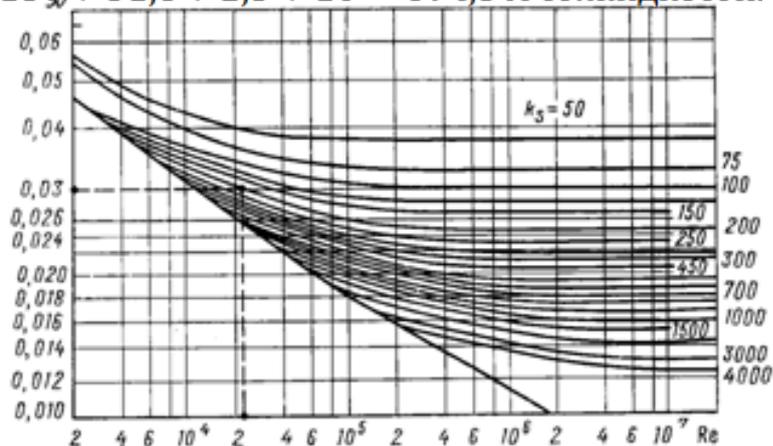


Рисунок 2-Определение коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса и относительной гладкости труб

## 2.Подбор насоса

Насос для скважин подбирается в соответствии с характеристикой скважины, ее дебитом, необходимым напором и диаметром эксплуатационной колонны на основании характеристики ЭЦН.

Для получения дебита  $Q=120 \text{ м}^3/\text{сут}$  и напора  $694,3 \text{ м ст. жидкости}$  наиболее подходит насос 1ЭЦН6-100-900 с числом ступеней  $z=125$ .

Согласно кривым рабочей характеристики этот насос при  $\eta_n=0,5$  и в пределах устойчивой зоны его работы может развивать подачу  $Q=110-$

$140 \text{ м}^3/\text{сут}$  и напор  $H_n=800-600 \text{ м ст. жидкости}$ . При получении заданного дебита  $Q=120 \text{ м}^3/\text{сут}$  насос будет создавать напор  $H_n=740 \text{ м ст. жидкости}$ .

2.1.Определим число ступеней, которое надо снять с насоса для получения необходимого напора:

$$\Delta z = \left(1 - \frac{H_c}{H_n}\right) z \quad (5)$$

$$\Delta z = \left(1 - \frac{694,3}{740}\right) 125 = 7$$

Следовательно, насос 1ЭЦН6-100-900 должен иметь  $125-7=118$  ступеней. Вместо снятых ступеней внутри корпуса насоса устанавливаются проставки.

## 3.Выбор кабеля

Характеристика применяемых для ЭЦН круглых и плоских кабелей приведена в таблице 1.

Таблица 1- Характеристика применяемых для ЭЦН круглых и плоских кабелей.

| Кабель | Площадь сечения жил, мм <sup>2</sup> | Максимальные наружные размеры | Номинальная строительная длина, м | Расчетная масса, кг/км | Рабочее Напряжение, В |
|--------|--------------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|------------------------|-----------------------|
| КРБК   | 3×10                                 | 27,5                          | 1200                              | 1100                   | 1100                  |
|        | 3×16                                 | 29,3                          | 1100                              | 1650                   | »                     |
|        | 3×25                                 | 32,1                          | 950                               | 2140                   | »                     |
| КПБК   | 3×6                                  | 25                            | 850-1950                          | 712                    | 2500                  |
|        | 3×10                                 | 29                            | 1200-1700                         | 898                    | »                     |
|        | 3×16                                 | 32                            | 1100-1900                         | 1125                   | 3300                  |
| КПБП   | 3×6                                  | 10,2×27,5                     | 300 и кратн.                      | 796                    | 2500                  |
|        | 3×10                                 | 13,6×33,8                     | 1200-1700                         | 950                    | »                     |
|        | 3×16                                 | 15,0×37,4                     | 1100-1700                         | 1170                   | »                     |

В

выбираем трехжильный круглый кабель КРБК×25 с площадью сечения

25 мм<sup>2</sup> и диаметром 32,1 мм. На длине насоса и протектора берем трехжильный плоский кабель КР5ПЗ×16 с площадью сечения 16 мм<sup>2</sup> и толщиной 13,1 мм.

3.1. Потери электроэнергии в кабеле КРБК3×25 длиной 100 м определяются по формуле:

$$\Delta P_k = 3 \cdot 10^{-3} I^2 R \quad (6)$$

Где I – сила тока в статоре электродвигателя ПЭД-35-123, I=70 А; R – сопротивление в кабеле, Ом.

3.2. Сопротивление в кабеле длиной 100 м определяем по формуле:

$$R = 100 \rho_t \frac{1}{q} \quad (7)$$

Где  $\rho_t$  – удельное сопротивление кабеля при температуре  $T_K$ , Ом·мм<sup>2</sup>/м, q – площадь сечения жилы кабеля, q=25 мм<sup>2</sup>.

3.3. Рассчитаем удельное сопротивление кабеля при  $T_K=313$  К:

$$\rho_t = \rho [1 + \alpha(T_K - T_{293})] \quad (8)$$

$$\rho_t = 0,0175 [1 + 0,004(313 - 293)] = 0,019 \text{ Ом} \cdot \frac{\text{мм}^2}{\text{м}}$$

Где  $\rho=0,0175$  Ом·мм<sup>2</sup>/м – удельное сопротивление меди при T=293 К;  $\alpha=0,004$  – температурный коэффициент для меди.

Определим Сопротивление R:

$$R = 100 \cdot 0,019 \frac{1}{25} = 0,076 \text{ Ом.}$$

Определим потери электроэнергии в кабеле:

$$\Delta P_k = 3 \cdot 70^2 \cdot 0,076 \cdot 10^{-3} = 1,12 \text{ кВт}$$

Общая длина кабеля равна сумме глубины спуска насоса L=700 м и расстояния от скважины до станции управления(10 м).

Примем с запасом на увеличение погружения насоса длину кабеля 800 м. В этом кабеле с площадью сечения 25 мм<sup>2</sup> определим потери мощности:

$$1,12 \frac{800}{100} = 8,95 \text{ кВт}$$

Плоский кабель длиной 6,5 м для уменьшения основного диаметра агрегата берем на один размер меньше круглого, т.е. с площадью сечения 16 мм<sup>2</sup>.

#### 4.Выбор двигателя

4.1.Мощность двигателя, необходимую для работы насоса, определяем по формуле:

$$N_p = \frac{Q \rho_{ж} H_H}{86400 \cdot 102 \eta_H} \quad (9)$$

$$N_p = \frac{120 \cdot 1000 \cdot 740}{86400 \cdot 102 \cdot 0,5} = 20,1 \text{ кВт}$$

где  $\eta_H=0,5$  – к.п.д. насоса.

При потере 8,95 кВт мощности в круглом кабеле рассчитаем требуемую мощность двигателя:

$$N_{\Pi} = 20,1 + 8,95 = 29,05 \text{ кВт.}$$

Техническая характеристика широко применяемых электродвигателей и протекторов для ЭЦН приведена в таблице 2.

Таблица 2- Техническая характеристика электродвигателей и протекторов для ЭЦН.

| Показатели                                    | Электродвигатель |           |           |           |
|---|------------------|-----------|-----------|-----------|
|   | ПЭД10-103        | ПЭД17-119 | ПЭД35-123 | ПЭД46-123 |
| Мощность, кВт                                 | 10               | 17        | 35        | 46        |
| Напряжение, В                                 | 350              | 400       | 465       | 600       |
| Сила тока, А                                  | 33               | 43        | 70        | 70        |
| Частота вращения вала, об/мин                 | 3000             | 3000      | 3000      | 3000      |
| Скольжение, %                                 | 5,0              | 4,5       | 4,5       | 6,0       |
| $I_{\text{пуск}}/I_{\text{ном}}$              | 5,75             | 6,45      | 7,15      | 5,7       |
| $M_{\text{пуск}}/M_{\text{ном}}$              | 2,6              | 2,6       | 2,8       | 2,8       |
| $M_{\text{max}}/M_{\text{ном}}$               | 3,45             | 3,55      | 3,45      | 3,25      |
| К.п.д., %                                     | 72               | 73,5      | 76,0      | 76,0      |
| cos φ   | 0,72             | 0,78      | 0,82      | 0,84      |
| Наружный диаметр электродвигателя, мм         | 103              | 119       | 123       | 123       |
| Длина, мм                                     | 4276             | 4911      | 5549      | 6833      |
| Наружный диаметр протектора, мм               | 92               | 110       | 110       | 110       |
| Длина протектора, мм                          | 1560             | 1152      | 1152      | 1152      |
| Общая длина электродвигателя и протектора, мм | 5836             | 6063      | 6701      | 7985      |
| Температура рабочей среды, К                  | 343              | 348       | 343       | 363       |

Принимаем электродвигатель ПЭД-35-123 мощностью 35 кВт, диаметром 123 мм и длиной 5549 мм. Протектор диаметром 110 мм, и длиной 1152 мм.

Вывод: в данной задаче я подобрал расчетным путем оборудование для эксплуатации скважин ЭЦН: диаметр насосных труб ( $d=48$  мм.); насос (1ЭЦН6-100-900); кабель (КРБК×25 с площадью сечения  $25 \text{ мм}^2$  и диаметром  $32,1$  мм.); электродвигатель (ПЭД-35-123 мощностью  $35$  кВт, диаметром  $123$  мм и длиной  $5549$  мм.)

## Практическая работа № 20

### Расчет основных параметров компрессора по ступеням сжатия

**Цель:** Отработка расчётных навыков, закрепление полученных знаний

**Задача:** Провести расчет основных параметров компрессора

Исходные данные: см. таблицу 1

Ход работы

1. Определить объём вредного пространства по формуле

$$V_{\text{вп}} = \frac{\pi D^2}{4} \delta \text{ [м}^3\text{]},$$

$$\delta = \delta_1 + \delta_2,$$

где  $\delta_1$ -расстояние между стеной цилиндра и крайним положением поршня со стороны уплотнения штока, м

$\delta_2$ - то же, со стороны клапанной коробки, м

$$\delta_1 = \left( \frac{S}{1000} + 0.5 \right) \cdot 10^{-3} \text{ [м];}$$

$$\delta_2 = \left( \frac{S}{500} + 0.5 \right) \cdot 10^{-3} \text{ [м]},$$

где  $S$ -длина хода поршня, м

2. Определить удельный объем газа по формуле

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} \delta \text{ [м}^3\text{/кг]}$$

3. Определить степень сжатия компрессора

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}}}$$

4. Определить работу на сжатие единицы массы газа при политропном процессе по формуле

$$L_{\text{пол}} = z \frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left( \varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \text{ [Дж/кг]}$$

5. Определить объемную подачу компрессора по формуле

$$Q = i \frac{\pi D^2}{4} S n \lambda \text{ [м}^3\text{/мин]}$$

6. Определить весовую подачу компрессора по формуле

$$Q_v = \frac{Q}{V_1} \text{ [кг/мин]}$$

7. Определить эффективную мощность компрессора

$$N_{\text{эф}} = \frac{Q_{\text{в}} L}{60 \eta_{\text{м}}} \cdot 10^{-3} [\text{кВт}]$$

8. Определить среднюю скорость поршня по формуле

$$C_{\text{п}} = \frac{Sn}{60} [\text{м/с}],$$

где  $n$  – скорость вращения вала, мин.

9. Определить площадь проходного сечения всасывающего патрубка

$$F_{\text{в}} = \frac{\pi D^2 C_{\text{п}}}{4 \omega_{\text{ср.в}}} [\text{м}^2],$$

где  $\omega_{\text{ср.в}} = 12-13$  м/с – средняя скорость газа во всасывающем патрубке

10. Определить диаметр всасывающего патрубка по формуле

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{в}}}{\pi}} [\text{м}]$$

11. Определить площадь проходного сечения нагнетательного патрубка

$$F_{\text{н}} = \frac{\pi D^2 C_{\text{п}}}{4 \omega_{\text{ср.н}}} [\text{м}^2]$$

$\omega_{\text{ср.н}} = 1,4 \omega_{\text{ср.в}}$

12. Определить диаметр нагнетательного патрубка

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{в}}}{\pi}} [\text{м}]$$

13. Определить толщину стенки рабочей втулки цилиндра

$$\tau = \frac{P_1 \varepsilon D}{2[\delta_p]} + a [\text{м}],$$

где  $[\delta_p] = 16$  МПа – допускаемое напряжение на растяжение для чугуна

$P_1$  - давление газа на входе

$D$  - диаметр цилиндра, м

$a = 0,01$  – допуск на размер, учитывающий коррозию и уменьшение толщины стенки при расточке цилиндра во время ремонта.

Таблица 1 -Исходные данные

| Параметры              | Ед. изм.          | Усл. обоз. | Номер варианта |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|------------------------|-------------------|------------|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|                        |                   |            | 1              | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  |
| Скорость вращения вала | мин <sup>-1</sup> | $n$        | 300            | 480 | 500 | 500 | 735 | 735 | 600 | 300 | 365 | 450 |
| Диаметр цилиндра       | мм                | $D$        | 185            | 500 | 470 | 340 | 320 | 230 | 300 | 500 | 500 | 510 |
| Длина хода             | мм                | $S$        | 400            | 220 | 220 | 220 | 125 | 180 | 160 | 420 | 500 | 250 |

|                             |                         |             |             |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------|-------------------------|-------------|-------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| поршня                      |                         |             |             |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Давление газа на нагнетании | Мпа                     | $P_n$       | 6,5         | 7    | 0,8  | 12   | 7    | 7,8  | 8    | 0,6  | 1,1  | 1    |
| Число ступеней сжатия       | -                       | $z$         | 4           | 4    | 2    | 4    | 4    | 4    | 4    | 2    | 2    | 2    |
| Число рабочих камер         | -                       | $i$         | 2           | 2    | 1    | 2    | 2    | 2    | 2    | 1    | 1    | 1    |
| Процесс сжатия              | -                       |             | ПОЛИТРОПНЫЙ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Показатель политропы        | -                       | $m$         | 1,2         |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Механический КПД            | -                       | $\eta_m$    | 0,8         | 0,75 | 0,83 | 0,8  | 0,82 | 0,76 | 0,81 | 0,84 | 0,77 | 0,8  |
| Давление газа на входе      | Мпа                     | $P_1$       | 0,1         | 0,2  | 0,2  | 0,18 | 0,17 | 0,21 | 0,22 | 0,2  | 0,1  | 0,21 |
| Коэффициент подачи          | -                       | $\lambda_0$ | 0,75        | 0,7  | 0,65 | 0,72 | 0,78 | 0,6  | 0,63 | 0,66 | 0,74 | 0,73 |
| Газовая постоянная          | Дж/к<br>гК <sup>0</sup> | $R$         | 287         |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Температура газа на входе   | К <sup>0</sup>          | $T_1$       | 293         |      |      |      |      |      |      |      |      |      |

#### 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 отличается от мощности приводного двигателя?

#### Практическая работа №21

##### Определение производительности поршневых компрессоров

###### Цель работы:

- а) Изучить существующие методы измерения производительности компрессоров;
- б) Получить практические навыки в измерении производительности поршневого компрессора;

**Задача:** Рассчитать производительность компрессора.

**Производительность компрессора** называют объем газа, нагнетаемого им в единицу времени измерен на выходе из компрессора, но перечислен на условия всасывания, то есть на давление и температуру во впускном патрубке цилиндра первой степени. При пересчете учитывают отношение давлений и температур, принимают во внимание отклонения сжимаемости газа и вводят добавку на объем влаги выпадает в холодильниках.

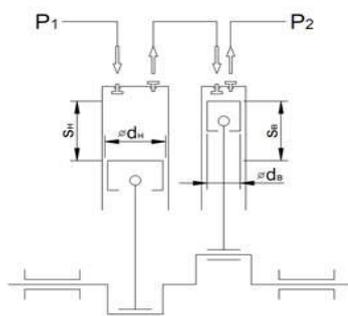
Величина производительности не зависит от температуры, давления и влажности всасываемого газа. Она является объемной величиной, характеризующей компьютеры рессор, и зависит только от его размеров, числа оборотов, конструкции и технически состояния.

В случае промежуточного отбора газа различают производительность до и после отбора. Величину производительности степени к отбору определяют как сумму конечного и отобранного объемов газа приведенных к условиям всасывания первой степени.

Производительность не определяет материальной количества газа, подаваемого воздуха. Его величину указывает подача компрессора, которая представляет объем сухого газа, нагнетаемого в единицу времени, отнесенной к нормальным условиям  $p_0$  и  $T_0$ , например, до 760мм.рт.ст. и  $0^{\circ}\text{C}$  или в 1ата и  $15^{\circ}\text{C}$ .

Величина подачи, которая и представляет интерес для потребителей сжатого газу, кроме производительности зависит от начальных параметров  $p_{вс1}$  и  $T_{вс1}$  и парциального давления водяных паров, то есть внешних абсолютно не связанных с работой компрессора условий, и поэтому не может характеризовать компрессор.

### Расчет производительности двухступенчатого поршневого компрессора



В наличии имеется двухступенчатый поршневой компрессор простого действия. Поршень ступени низкого давления имеет диаметр  $d_n = 100$  мм, а его ход  $s_n$  равен 125 мм. Диаметр поршня высокого давления  $d_b$  равен 80 мм при величине хода  $s_b = 125$  мм. Скорость вращения вала  $n$  составляет 360 об/мин. Известно, что коэффициент подачи компрессора  $\lambda$  составляет 0,85.

Необходимо рассчитать производительность компрессора.

В случае многоступенчатых поршневых компрессоров для расчетных зависимостей используются данные ступени низкого давления, так как именно на ней происходит первичное всасывание газа, определяющее производительность компрессора в целом. При расчете производительности данные последующих ступеней не используются, так как на них не происходит дополнительного всасывания сжимаемого газа. Отсюда следует, что для решения данной задачи достаточно знать диаметр  $d_n$  и ход поршня  $s_n$  ступени низкого давления.

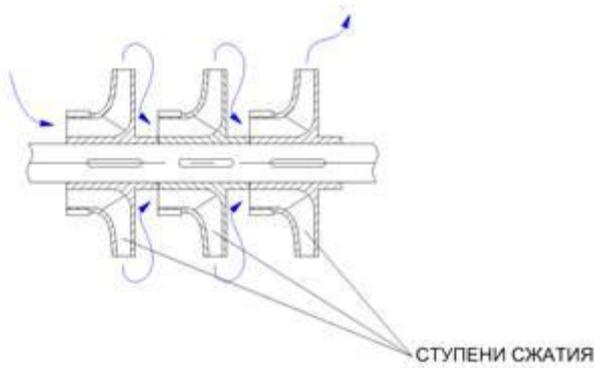
Вычислим площадь поперечного сечения поршня ступени низкого давления:

$$F_n = (\pi \cdot d_n^2) / 4, \text{ м}^2$$

Рассматриваемый компрессор не является многопоршневым и имеет простой тип действия (величина  $z = 1$ ), отсюда следует, что конечный вид формулы расчета производительности в конкретном случае будет иметь вид:

$$Q = \lambda \cdot F_n \cdot s_n \cdot n, \text{ м}^3/\text{мин}$$

### Расчет потребляемой мощности центробежным компрессором



Условия: Дан центробежный трехступенчатый односекционный компрессор, рабочие колеса которого идентичны друг другу. Компрессор работает с объемным расходом  $V$  равным  $120 \text{ м}^3/\text{мин}$  воздуха при температуре  $t=20^\circ\text{C}$  (плотность воздуха  $\rho$  при этом будет равна  $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ). Также известно, что окружная скорость рабочего колеса  $u$  составляет  $260 \text{ м}/\text{с}$ , а коэффициент теоретического напора ступени  $\phi$  равен  $0,85$ . Общий КПД компрессора  $\eta$  составляет  $0,9$ . Для первой ступени коэффициент потерь на трение  $\beta_T$  составляет  $0,007$ , коэффициент потерь на протечки  $\beta_n$  равен  $0,009$ , и при расчете принять, что для последующих степеней потери будут увеличиваться на  $1\%$ .

Задача: Необходимо рассчитать потребляемую компрессором мощность  $N$ .

Решение:

1. Потребляемая мощность компрессора определяется по формуле:

$$N = N_{\text{вн}}/\eta \quad (1)$$

где  $N_{\text{вн}}$  - мощность, расходуемая на сжатие газа, которая рассчитывается по формуле:

$$N_{\text{вн}} = V \cdot \rho \cdot \sum [u_i^2 \cdot \phi_i \cdot (1 + \beta_T + \beta_n)_i] \quad (2)$$

где  $i$  – количество ступеней.

Поскольку в условиях задачи сказано, что все колеса в пределах секции одинаковы, то они имеют равные окружные скорости  $u$  и коэффициенты теоретического напора  $\phi$ , поэтому данную формулу можно преобразовать:

$$N_{\text{вн}} = V \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \phi \cdot \sum (1 + \beta_T + \beta_n)_i \quad (3)$$

## Практическая работа № 22

### Определение параметров воздуха после первой и второй ступени компрессора.

#### Массовая производительность компрессора.

В двухступенчатом компрессоре простого действия, воздух сжимается от давления  $p_1 = 1 \text{ бар}$  при  $T_1 = 27^\circ\text{C}$  до конечного давления  $p_3$ .

Стенки цилиндров первой и второй ступеней охлаждаются водой с одной интенсивностью, поэтому процессы сжатия в обеих ступенях происходят по политропе с одинаковыми показателями  $n$ . После первой ступени в промежуточном охладителе воздух охлаждается при постоянном давлении  $p_2$  до начальной температуры  $T_1$ .

1. Давление за первой ступенью компрессора  $p_2$ , бар, определяется из соотношения:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$$

отсюда

$$p_2 = \sqrt{p_1 \cdot p_3}$$

Давление перед цилиндром второй ступени принимаем равным, потерями давления в промежуточном охладителе пренебрегаем.

2. Температура в конце сжатия  $T_2$ , К, вычисляется из закономерностей политропного процесса:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Исходя из соотношения  $p_2/p_1 = p_3/p_2$  и равенства показателей политропы  $n$  для процессов сжатия в обеих ступенях получаем, что температура воздуха на выходе из обеих ступеней одинакова т.е  $T_2=T_3$

3. Объемный расход сжатого воздуха  $V_2$ , м<sup>3</sup>/ч, после первой ступени при давлении  $p_2$  и температуре  $T_2$  определяется по формуле:

$$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}.$$

4. Объемный расход сжатого воздуха  $V_3$ , м<sup>3</sup>/ч, после второй ступени при давлении  $p_3$  и температуре  $T_3$  :

$$V_3 = V_2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{n}}.$$

5. Массовая производительность компрессора  $G$ , кг/ч, рассчитывается с помощью уравнения Клапейрона

$$G = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1},$$

где:  $p_1$  – давление на входе, Па;

$V_1$  – производительность при параметрах на всасывании, м<sup>3</sup>/ч;

$R = 287,1$  Дж/(кг·К) – удельная газовая постоянная воздуха ;

$T_1$  – температура воздуха на входе, К.

6. Изменение внутренней энергии в процессе сжатия в первой ступени,  $\Delta u$ , кДж/кг, определяется по формуле

$$\Delta u = c_v \cdot (T_2 - T_1),$$

где  $c_v$  - изохорная теплоемкость, кДж/(кг·К) [6].

Изменение энтальпии в том же процессе  $\Delta i$  (кДж/кг)

$$\Delta i = c_p \cdot (T_2 - T_1),$$

где  $c_p=1,005$  удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [5].

Поскольку  $T_2-T_1=T_3-T_2$ , то подсчитанные по формулам величины  $\Delta u$  и  $\Delta i$  одинаковы для обеих ступеней.

7. Теплота политропного процесса сжатия в первой ступени  $q_1$ , кДж/кг

$$q_1 = c_n \cdot (T_2 - T_1) = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1),$$

где

$c_n = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1}$  кДж/(кг·К) – теплоемкость политропного процесса при заданном

показателе политропы  $n$ ;

$k$  – показатель адиабаты;

$c_v$  – удельная изохорная теплоемкость, кДж/кг (для воздуха  $c_v = 0,726$  кДж/кг)

По указанной причине удельная теплота одинакова как для первой, так и для второй ступеней, т.е.  $q_1=q_2=q$

Теплота  $q$ , отводимая от каналов охлаждения («рубашек») цилиндров с охлаждающей водой.

Расход охлаждающей воды на цилиндр первой ступени  $G_{w1}$  кг/с, подсчитывается по уравнению теплового баланса:

$$G_{w1} \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w') = q \cdot G,$$

где

$t_w'' - t_w'$  - разность температур охлаждающей воды на входе и выходе;

$c_w = 4,19$  кДж/(кг·К) – теплоемкость воды.

Из уравнения теплового баланса следует

$$G_{w1} = \frac{q \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')}.$$

Расход воды на цилиндр второй ступени будет таким же, т.е.  $G_{w2}=G_{w1}$ .

8. Отводимая от воздуха удельная теплота в промежуточном охладителе  $q'$ , кДж/кг, при  $p_2 = \text{const}$  рассчитывается по уравнению :

$$q' = c_p \cdot (T_2 - T_1),$$

где  $c_p = 1,005$  - удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

9. Расход охлаждающей воды через промежуточный охладитель  $G_w$ , кг/ч подсчитывается по уравнению теплового баланса

$$G_w \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w') = q' \cdot G,$$

где

$t_w'' - t_w'$  - разность температур охлаждающей воды на входе и выходе;

$c_w = 4,19$ , кДж/(кг·К) – теплоемкость воды.

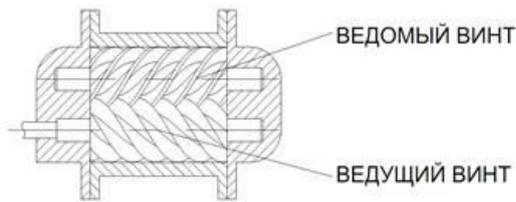
Из уравнения теплового баланса следует

$$G_w = \frac{q' \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')}.$$

Вывод: наименьшую мощность занимает работа, затраченная на изотермическое сжатие, так как при политропном процессе показатель политропы  $n = 1,24$ , а при изотермическом –  $n=1$ . Поэтому этот процесс считается наиболее экономичным. Технически приближение к изотермическому сжатию достигается охлаждением компрессора.

### Практическая работа № 23 Расчет мощности компрессора. Техническая работа политропного и изотермического сжатия.

#### 1. Расчет потребляемой мощности винтовым компрессором



Условия: В наличии имеется винтовой компрессор, предназначенный для повышения давления воздуха с  $P_1=0,6$  мПа до  $P_2=1,8$  мПа. Теоретическая производительность компрессора  $V_T$  составляет  $3$  м<sup>3</sup>/мин. При расчетах адиабатический КПД  $\eta_{ад}$  принять

равным  $0,76$ , а показатель адиабаты воздуха  $k$  принять равным  $1,4$ .

Задача: Необходимо рассчитать потребляемую компрессором мощность  $N_p$ .

Решение:

Для расчета теоретической мощности адиабатического сжатия винтового компрессора воспользуемся формулой:

$$N_{ад} = P_1 \cdot V_T \cdot [k/(k-1)] \cdot [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1]$$

$$N_{ад} = 600000 \cdot 3/60 \cdot 1,4/(1,4-1) \cdot [(1,8/0,6)^{(1,4-1)/1,4} - 1] \cdot 10^{-3} = 38,7 \text{ кВт}$$

Теперь, когда известно значение  $N_{ад}$ , можно рассчитать потребляемую мощность компрессора сухого сжатия:

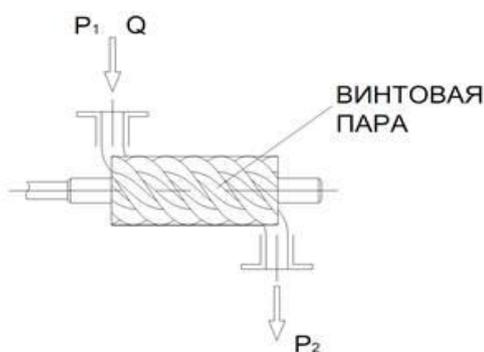
$$N = N_{ад}/\eta_{ад}$$

$$N = 38,7/0,76 = 51 \text{ кВт}$$

Итого получим, что потребляемая мощность данного двухвинтового компрессора равна  $50$  кВт.

## 2. Расчет потребляемой мощности двухвинтовым компрессором

Условия: Дан двухвинтовой компрессор, работающий с производительностью  $Q=10$  м<sup>3</sup>/мин.



Рабочая среда – воздух при температуре  $t=20^0$  С. Сжатие воздуха в компрессоре происходит от давления  $P_1=0,1$  мПа до давления  $P_2=0,6$  мПа. Известно, что величина обратных протечек  $\beta_{пр}$  в компрессоре составляет  $0,02$ . Внутренний адиабатический КПД компрессора  $\eta_{ад}$  равен  $0,8$ , а механический КПД  $\eta_{мех}$  равен  $0,95$ . При расчетах показатель адиабаты воздуха  $k$  принять равным  $1,4$ , а величину газовой постоянной для воздуха  $R$  взять  $286$  Дж/(кг\*К).

Задача: Необходимо рассчитать потребляемую компрессором мощность  $N$ .

Решение:

Определим значение удельной работы компрессора  $A_{уд}$ :

$$A_{уд} = R \cdot T_v \cdot [k/(k-1)] \cdot [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1]$$

$$A_{уд} = 286 \cdot [20+273] \cdot [1,4/(1,4-1)] \cdot [(0,6/0,1)^{(1,4-1)/1,4} - 1] = 196068 \text{ Дж/кг}$$

Далее вычислим массовый расход воздуха  $G$  положив, что при  $20^0$ С плотность воздуха  $\rho_v$  составляет  $1,2$  кг/м<sup>3</sup>:

$$G = Q \cdot \rho_v$$

$$G = 10 \cdot 1,2 = 12 \text{ кг/мин}$$

При расчете мощности компрессора необходимо учитывать наличие в нем обратных протечек рабочей среды, компенсация которых влечет за собой дополнительный расход мощности. Рассчитаем суммарный расход компрессора  $G_{сум}$  с учетом обратных протечек:

$$G_{сум} = G \cdot (1+\beta_{пр})$$

$$G_{сум} = 12 \cdot (1+0,02) = 12,24 \text{ кг/мин}$$

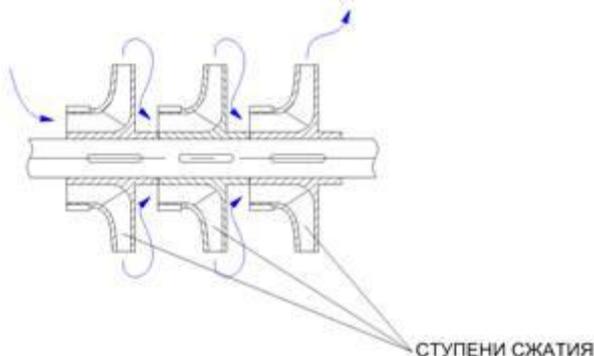
Теперь становится возможным определение мощности компрессора с учетом адиабатического и механического КПД:

$$N = (G_{\text{сум}} \cdot A_{\text{уд}}) / (\eta_{\text{ад}} \cdot \eta_{\text{мех}})$$

$$N = (12,24 \cdot 196068) / (60 \cdot 1000 \cdot 0,8 \cdot 0,95) = 52,6 \text{ кВт}$$

В итоге получим, что мощность данного компрессора составляет 52,6 кВт.

### 3. Расчет потребляемой мощности центробежным компрессором



Условия: Дан центробежный трехступенчатый односекционный компрессор, рабочие колеса которого идентичны друг другу. Компрессор работает с объемным расходом  $V$  равным  $120 \text{ м}^3/\text{мин}$  воздуха при температуре  $t=20^\circ\text{C}$  (плотность воздуха  $\rho$  при этом будет равна  $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ). Также известно, что окружная скорость рабочего колеса и составляет  $260 \text{ м}/\text{с}$ , а коэффициент теоретического напора ступени  $\phi$  равен  $0,85$ . Общий КПД

компрессора  $\eta$  составляет  $0,9$ . Для первой ступени коэффициент потерь на трение  $\beta_t$  составляет  $0,007$ , коэффициент потерь на протечки  $\beta_p$  равен  $0,009$ , и при расчете принять, что для последующих степеней потери будут увеличиваться на  $1\%$ .

Задача: Необходимо рассчитать потребляемую компрессором мощность  $N$ .

Решение:

1. Потребляемая мощность компрессора определяется по формуле:

$$N = N_{\text{вн}} / \eta \quad (1)$$

где  $N_{\text{вн}}$  - мощность, расходуемая на сжатие газа, которая рассчитывается по формуле:

$$N_{\text{вн}} = V \cdot \rho \cdot \sum [u_i^2 \cdot \phi_i \cdot (1 + \beta_t + \beta_p)_i] \quad (2)$$

где  $i$  - количество ступеней.

Поскольку в условиях задачи сказано, что все колеса в пределах секции одинаковы, то они имеют равные окружные скорости  $u$  и коэффициенты теоретического напора  $\phi$ , поэтому данную формулу можно преобразовать:

$$N_{\text{вн}} = V \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \phi \cdot \sum (1 + \beta_t + \beta_p)_i \quad (3)$$

Для первой ступени:

$$1 + \beta_t + \beta_p = 1 + 0,007 + 0,009 = 1,016$$

Далее, воспользовавшись допущением, что потери на последующей ступени возрастают на  $1\%$ , рассчитаем величину  $1 + \beta_t + \beta_p$  для второй ступени:

$$1,016 \cdot 1,01 = 1,026$$

Для третьей ступени:

$$1,026 \cdot 1,01 = 1,036$$

Итого получим:

$$N_{\text{вн}} = 120/60 \cdot 1,2 \cdot 260^2 \cdot 0,85 \cdot (1,016 + 1,026 + 1,036) = 4244685,5 \text{ Вт} = 424,5 \text{ кВт}$$

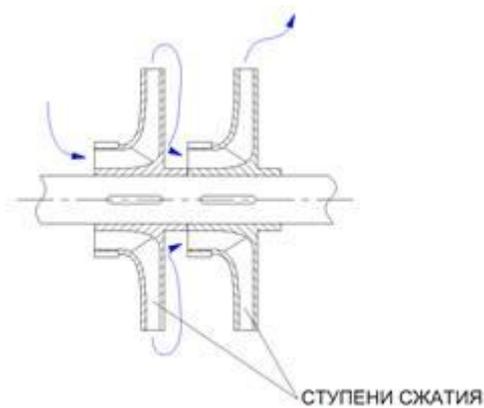
Теперь становится возможным нахождение потребляемой мощности компрессора:

$$N = N_{\text{вн}} / \eta$$

$$= 424,5 / 0,9 = 471,7 \text{ Вт}$$

Итого получим, что мощность данного компрессора составляет  $471,7 \text{ кВт}$ .

#### 4. Расчет КПД центробежного компрессора



Условия: Дан центробежный двухступенчатый односекционный компрессор, рабочие колеса которого идентичны друг другу. Компрессор перекачивает воздух при температуре  $t=20^{\circ}\text{C}$  (плотность  $\rho$  при этих условиях равна  $1,2 \text{ кг/м}^3$ ) при расходе  $V=100 \text{ м}^3/\text{мин}$  от начального давления  $P_1=0,1 \text{ МПа}$  до конечного давления  $P_2=0,25 \text{ МПа}$ . Окружная скорость колес  $u$  равняется  $245 \text{ м/с}$ , коэффициент теоретического напора  $\phi$  равен  $0,82$ . Общий коэффициент потерь на трение и протечки  $(1 + \beta_T + \beta_P)$  для первой ступени равен  $1,012$ , для второй ступени этот коэффициент равен

$1,019$ . Сжатие газа происходит в изэнтропном процессе. При расчетах показатель адиабаты воздуха  $k$  принять равным  $1,4$ , а величину газовой постоянной для воздуха  $R$  взять  $286 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ . Газ в условиях задачи считать несжимаемым (коэффициент сжимаемости  $z=1$ ).

Задача: Необходимо рассчитать изэнтропный КПД компрессора  $\eta_{\text{из}}$ .

Решение:

Изэнтропный КПД есть отношение мощности сжатия газа в изэнтропном  $N_{\text{из}}$  процессе к внутренней мощности сжатия компрессора  $N_{\text{вн}}$ . Отсюда следует, что для нахождения искомой величины предварительно требуется расчет  $N_{\text{вн}}$  и  $N_{\text{из}}$ .

Мощность сжатия газа в изэнтропном режиме может быть определена по формуле:

$$N_{\text{вн}} = V \cdot \rho \cdot z \cdot R \cdot (273+t) \cdot k/(k-1) \cdot [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1]$$

$$N_{\text{вн}} = 100/60 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 286 \cdot (273+20) \cdot 1,4/(1,4-1) \cdot [(0,25/0,1)^{(1,4-1)/1,4} - 1] \cdot 10^{-3} = 175,5 \text{ кВт}$$

Внутреннюю мощность компрессора определим по формуле:

$$N_{\text{вн}} = V \cdot \rho \cdot \sum [u_i^2 \cdot \phi_i \cdot (1 + \beta_T + \beta_P)_i]$$

$$N_{\text{вн}} = 100/60 \cdot 1,2 \cdot 245^2 \cdot 0,82 \cdot (1,012 + 1,019) = 200 \text{ кВт}$$

Далее определим искомую величину:

$$\eta_{\text{из}} = N_{\text{из}}/N_{\text{вн}}$$

$$\eta_{\text{из}} = 175,5/200 = 0,88$$

Итого получим, что изэнтропный КПД данного двухступенчатого односекционного компрессора равен  $0,88$ .

Вывод:

#### Практическая работа №24

##### Расчет пропускной способности сепаратора. Механический расчет сепаратора

**Цель:** Научиться рассчитывать конструкцию сепаратора, определять пропускную способность.

**Задача** Произвести расчет вертикального гравитационного сепаратора

При сепарации нефти и газа происходит выделение из нефти растворенного и окклюдированного газа и очистка этого газа от увлекаемой им распыленной жидкости. При этом используют различные силы, в основном гравитацию, инерцию и адгезию.

Окклюдированный – от лат. Защемленный, мельчайшие пузырьки с размером больше зародышевых, для отделения от нефти которых необходимо длительное время.

В зависимости от преобладающего влияния указанных сил на процесс разделения нефти и газа сепараторы подразделяются на гравитационные, инерционные (циклонные) и смешанные (насадочные).

В соответствии с назначением в нефтегазовых сепараторах имеются три зоны – секции: разделительная, осадительная и отбойная.

**В разделительной** секции происходят отделение от жидкости основной массы свободного газа и выделение из нее растворенного и окклюдированного газа. Это достигается при помощи различных устройств, обеспечивающих или оптимальную скорость вращения газожидкостного потока, или достаточно высокую поверхность раздела фаз, что достигается оптимальным распылением жидкости и стеканием ее тонким слоем по стенкам сепаратора или по спец. Наклонным полкам и насадкам. Вместе с тем необходимо обеспечить достаточное время пребывания нефти в сепараторе.

**В осадительной** секции поднимающийся газ освобождается от сравнительно крупных частичек жидкости под действием гравитационных сил.

**В отбойной** секции происходит окончательная очистка газа от мелких частичек жидкости под влиянием сил инерции и адгезии.

**Адгезия – силы прилипания к поверхности**

### **Критерии качества сепарации**

Эффективность процесса сепарации определяется степенью очистки газа от капельной жидкости и жидкости от газа, что характеризуется коэффициентом уноса жидкости потоком газа  $K_{ж}$ , и газа потоком жидкости  $K_{г}$ , а т.ж. предельной средней скоростью газа в свободном сечении сепаратора и временем задержки жидкости в сепараторе.

Коэффициенты уноса жидкости и газа и показатели совершенства сепаратора  $V_{г. max}$  и  $t_z$  зависят от физико- химических свойств, расхода жидкости и газа, давления и температуры, уровня жидкости в сепараторе, способности жидкости к вспениванию.

Коэффициент уноса жидкости и коэффициент уноса газа соответственно равны:

$$K_{ж} = q_{ж} / Q_{г}, \quad K_{г} = q_{г} / Q_{ж},$$

где  $q_{ж}$  – объемный расход капельной жидкости, уносимой потоком газа из сепаратора;

$q_{г}$  – объемный расход остаточного газа, уносимого потоком жидкости из сепаратора;

$Q_{ж}$  – объемный расход жидкости на выходе из сепаратора;

$Q_{г}$  – объемный расход газа на выходе из сепаратора.

Чем меньше  $K_{ж}$  и  $K_{г}$  при прочих равных условиях, тем совершеннее сепаратор. Однако улучшение этих показателей обычно связано с усложнением конструкции сепаратора и увеличением его габаритных размеров. Поэтому очень высокая степень очистки газа и жидкости оказывается не всегда оправданной. Необходимо ориентироваться на требуемую степень очистки, которая зависит от конкретных условий сбора нефти и газа.

Пропускная способность сепаратора по газу зависит от величины  $V_{г. max}$ , которая в свою очередь определяется скоростью осаждения капель жидкости минимально заданного размера.

По практическим данным в настоящее время приняты временные нормы, в соответствии с которыми коэффициенты уноса жидкости и газа имеют следующие значения:

$$K_{ж} \leq 50 \text{ см}^3/\text{тыс.м}^3 \quad K_{г} \leq 20 \text{ тыс.см}^3/\text{м}^3$$

Предельные значения  $V_{г.мах}$  определяется скоростью осаждения капель жидкости минимально заданного размера. Этой величиной обычно пользуются для расчета пропускной способности сепаратора по газу. Значения  $V_{г.мах}$  для различных конструкций сепараторов могут изменяться от 0,1 до 0,55м/с.

Время пребывания существенно влияет на эффективность очистки как газа от капель жидкости, так и жидкости от газа. Средний диаметр пузырьков окклюд. газа в турбулентном потоке перед сепаратором можно определить по формуле **В.Ф.Медведева**

Этот размер и следует принимать в качестве расчетного до получения более надежных данных.

Расчетом устанавливают условия, при которых достигается требуемая степень очистки газа от жидкости (расчет по газу) и жидкости от газа (расчет по жидкости).

Таблица 1- исходные данные

| Номер варианта | Дебит газа $V$ , м <sup>3</sup> /сут. | $P$ , МПа | $d$ , см | $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup> | $\rho_n$ , кг/м <sup>3</sup> | $t$ , °С |
|----------------|---------------------------------------|-----------|----------|------------------------------|------------------------------|----------|
| 1              | 15000                                 | 1,0       | 0,5      | 0,72                         | 820                          | 15       |
| 2              | 14000                                 | 1,1       | 0,4      | 0,72                         | 830                          | 17       |
| 3              | 13000                                 | 1,2       | 0,5      | 0,73                         | 840                          | 19       |
| 4              | 12000                                 | 1,3       | 0,6      | 0,74                         | 850                          | 21       |
| 5              | 11000                                 | 1,4       | 0,7      | 0,75                         | 860                          | 23       |
| 6              | 10000                                 | 1,5       | 0,8      | 0,76                         | 870                          | 25       |
| 7              | 9000                                  | 1,6       | 0,9      | 0,77                         | 880                          | 27       |
| 8              | 8000                                  | 1,7       | 1,0      | 0,78                         | 890                          | 29       |
| 9              | 7000                                  | 1,8       | 1,2      | 0,80                         | 900                          | 31       |
| 10             | 6000                                  | 1,9       | 1,1      | 0,82                         | 900                          | 33       |
| 11             | 8000                                  | 2,0       | 1,3      | 0,84                         | 910                          | 35       |
| 12             | 13000                                 | 1,5       | 1,0      | 0,85                         | 880                          | 34       |
| 13             | 12000                                 | 1,4       | 0,9      | 0,83                         | 870                          | 32       |
| 14             | 11000                                 | 1,3       | 0,8      | 0,81                         | 860                          | 30       |
| 15             | 10000                                 | 1,4       | 0,7      | 0,80                         | 850                          | 28       |
| 16             | 12000                                 | 1,5       | 0,6      | 0,79                         | 840                          | 26       |
| 17             | 15000                                 | 1,3       | 0,5      | 0,78                         | 860                          | 27       |
| 18             | 13000                                 | 1,2       | 0,6      | 0,77                         | 870                          | 25       |
| 19             | 10000                                 | 1,1       | 0,7      | 0,76                         | 880                          | 24       |
| 20             | 12000                                 | 1,0       | 0,8      | 0,75                         | 860                          | 23       |
| 21             | 13000                                 | 1,5       | 0,9      | 0,74                         | 850                          | 22       |
| 22             | 15000                                 | 1,2       | 1,0      | 0,73                         | 880                          | 21       |
| 23             | 12000                                 | 1,3       | 1,1      | 0,72                         | 890                          | 23       |
| 24             | 10000                                 | 1,1       | 1,2      | 0,72                         | 900                          | 25       |

$\rho_g(\text{плотность газа при стандартных условиях}) = 1,2 \text{ кг/м}^3$

Размер вертикального гравитационного сепаратора зависит в основном от расхода газа и определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{V \cdot z \cdot T \cdot \nu_r \cdot \rho_r}{82P \cdot d^2 (\rho_n - \rho_r)}}, \quad (1)$$

где

$D$  – внутренний диаметр сепаратора, м;

$V$  – дебит газа при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/сут.;

$P$  – давление в сепараторе, Н/м<sup>2</sup>;

$T$  – абсолютная температура в сепараторе;

$z$  – коэффициент сжимаемости газа в сепараторе при рабочем давлении;

$d$  – диаметр капель жидкости, м;

$\nu$  – кинематическая вязкость газа, м<sup>2</sup>/с;

$\rho_r, \rho_n$  – плотность газа и нефти соответственно при давлении и температуре в сепараторе, кг/м<sup>3</sup>.

Кинематическая вязкость газа, приведенная к условиям в сепараторе, м<sup>2</sup>/с

$$V_z = \nu_0 z \frac{P_0 (T_0 + C_r)}{P (T + C_r)} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{0.5}, \quad (2)$$

где  $\nu_0 = 14,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с – кинематическая вязкость для метана ( $12,9 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с – для прочих газов),

$C_r = 210$  – температура постоянная для газа.

Плотность газа, приведенная к условиям в сепараторе, кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho_r = \rho_0 \frac{PT_0}{P_0 T z}, \quad (3)$$

где  $\rho_0$  – плотность газа при нормальных условиях (для метана  $\rho_0 = 0,72$  кг/м<sup>3</sup>).

Пропускная способность сепаратора по жидкости, м<sup>3</sup>/сут.,

$$Q_{ж} = 36964 \frac{D^2 (\rho_{жс} - \rho_r) d^2}{\nu_r \rho_r} \quad (4)$$

Скорость движения газа в вертикальном сепараторе, м/с,

$$V_r = 5,56 \cdot 10^{-3} \frac{VT_z}{D^2 P}. \quad (5)$$

Скорость осаждения капель жидкости или твердых частиц, имеющих форму шара,

$$И_{ч} = \frac{d^2 (\rho_n - \rho_r) g}{18 \nu_r \rho_r}. \quad (6)$$

Для эффективной работы сепаратора должно соблюдаться соотношение

$$И_{ч} \geq 1,2 V_r.$$

Высота вертикального сепаратора обычно не превышает 4-5 его диаметров.

Толщина стенки цилиндрической части корпуса, м,

$$S = \frac{PD_{cp}}{2R_z \varphi} + C, \quad (7)$$

где –

$R_z$  – допускаемое напряжение, МПа;

$\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва ( $\varphi = 0,85$  при подварке стыковых швов с внутренней стороны и  $\varphi = 0,65$  без подварки);

$C$  – запас на коррозию 0,004 м.

Днища сосудов, особенно верхние, чаще выполняют эллиптическими. Толщина стенки эллиптических отбортованных днищ  $m$ ,

$$S_d = \frac{PD_{cp}y_3}{2R_z\varphi} + C, \quad (8)$$

где

$y_3$  – коэффициент перенапряжения днища (определяется по графику в зависимости от  $H/D$ );  
 $H$  – эллиптического днища.

Толщину стенки эллиптического днища можно также определить через наружный диаметр:

$$S = \frac{PD_n y_3}{2R_z\varphi + Py_3} + C, \quad (9)$$

где

$D_n$  – наружный диаметр сепаратора, м;

$P$  – давление в сепараторе, Н/м<sup>2</sup>.

Напряжения, возникающие в эллиптическом днище, Н/м<sup>2</sup>,

$$\sigma = \frac{PD_{cp}y_3}{2\varphi(S-C)}; \quad (10)$$

$$\sigma = \frac{P[D_n - (S-C)]y_3}{2\varphi(S-C)}. \quad (11)$$

Нижние днища часто выполняют коническими. Толщина стенки конического днища определяется по формуле

$$S = \left( \frac{PD}{2R_z\varphi \cdot \cos \alpha} \right) + C, \quad (12)$$

где  $\alpha$  – угол наклона направляющей конуса к вертикали.

На рисунке 1 приведена схема корпуса вертикального сепаратора.

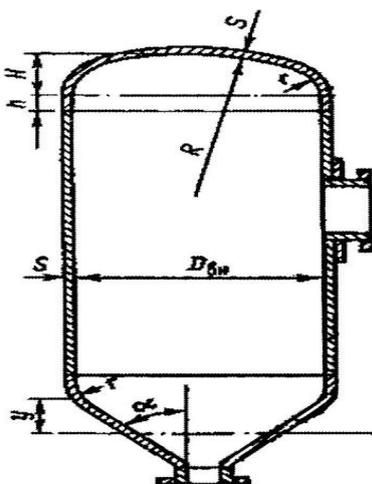


Рис. 1. Схема корпуса вертикального сепаратора

На рис.2 приведена зависимость псевдокритических давлений и температур от удельного веса газа.

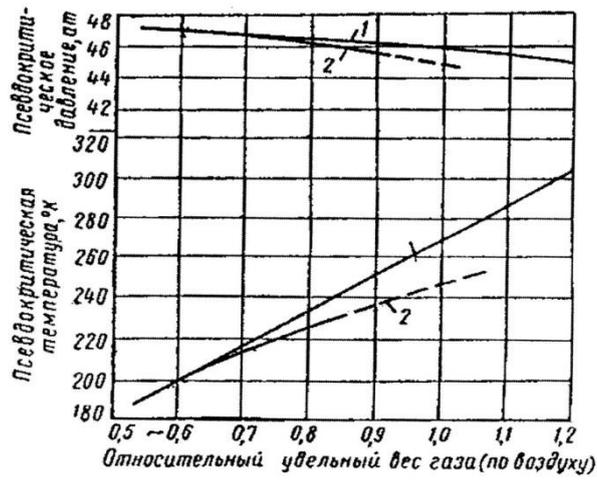


Рис. 2. Зависимость псевдокритических давлений и температур от удельного веса газа: 1 – для обычных газовых месторождений; 2 – для газоконденсатных месторождений  
Кривая для определения коэффициента перенапряжения для расчета эллиптических днищ показана на рис. 3.

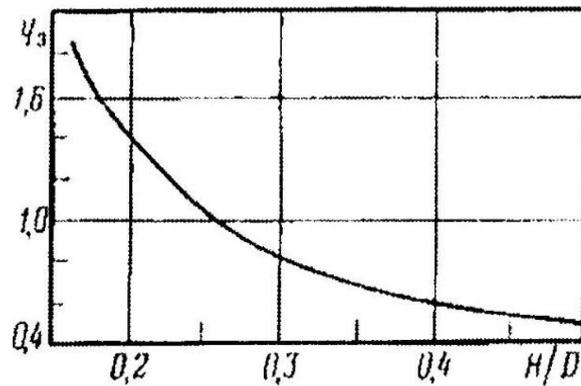


Рис. 3. Коэффициент перенапряжения для расчета эллиптических днищ  
На рис. 4. приведены графики Брауна для определения коэффициента сжимаемого газа.

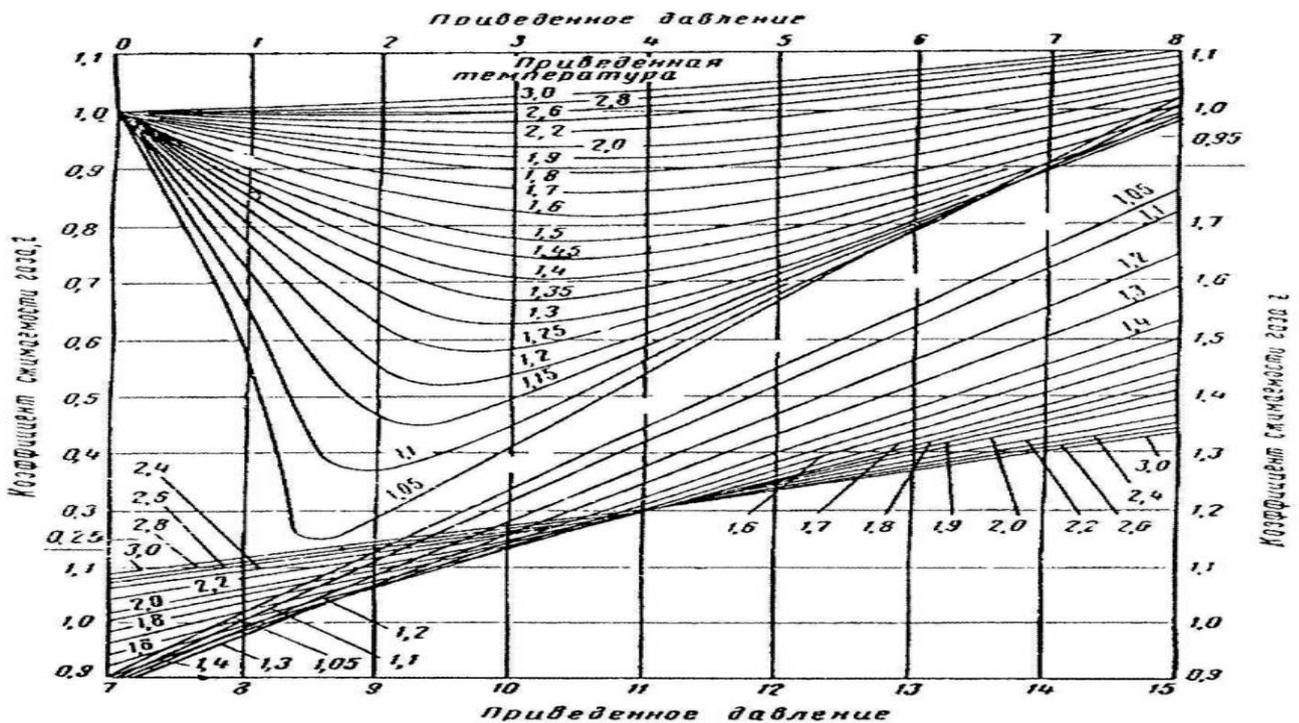


Рис. 4. Графики Брауна для определения коэффициента сжимаемости газа

## Контрольные вопросы

1. От чего зависит пропускная способность сепаратора по жидкости;
2. Виды сепарационных секций в сепараторе;
3. Где происходит основное разделение отгаза;
4. От чего зависит толщина стенки сепаратора;

## Практическая работа №25 Технологический расчет теплообменника

**Цели:** Научиться рассчитывать количество тепла для нагрева нефти, производить технологический расчет теплообменника, закрепить изучаемый материал

**Задачи:** Произвести расчет количества тепла для нагрева нефти и расчет теплообменника

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В блочных установках обезвоживания и обессоливания нефти для нагрева нефти используют блочные автоматизированные нагреватели следующих типов: нагреватели объемного типа НН, блочные нагреватели «труба в трубе» типа БН и блочные трубчатые печи типа ПТБ-10. Полезная тепловая нагрузка печи  $Q_{пэ}$  это количество тепла затрачиваемого на нагрев сырья кДж/ч.

Теплообменники это аппараты, предназначенные для передачи теплоты от более горячей среды к более холодной. В нефтяной промышленности применяют теплообменники разных типов: кожухотрубчатые – жесткого типа, с линзовым компенсатором; с плавающей головкой, а также «труба в трубе».

Теплообменное оборудование предназначено для передачи тепловой энергии от одной среды к другой, т.е. для передачи тепла от горячего к холодному теплоносителю. Многообразие аппаратов отличающихся по конструкции, назначению и способу передачи тепловой энергии позволяет осуществить процесс в соответствии с технологическими особенностями. Теплообменное оборудование может использоваться как основное, так и вспомогательное (отдельно стоящее) оборудование.

При постановке задачи технического расчета теплообменного оборудования должны быть известны исходные данные теплоносителей (расход, начальная и конечная температура, физико-химические свойства). Недостающие величины определяют в ходе теплового расчета.

Тепловой расчет заключается в определении основных характеристик теплообменного оборудования, таких как: тепловая нагрузка, расход теплоносителей, средней разности температур теплоносителей, коэффициента теплопередачи. Вычисление данных параметров происходит из уравнения теплового баланса.

В теплообменном аппарате происходит передача тепловой энергии от одного технологического потока (теплоносителя) к другому, за счет чего происходит нагрев или охлаждение.

$$Q = Q_{г} = Q_{х}$$

$Q$  – количество теплоты передаваемое или принимаемое теплоносителем [Вт],

Откуда:

$$Q_{г} = G_{г}c_{г} \cdot (t_{гн} - t_{гк}) \text{ и } Q_{х} = G_{х}c_{х} \cdot (t_{хк} - t_{хн})$$

где

$G_{г,х}$  – расход горячего и холодного теплоносителей [кг/ч];

$c_{г,х}$  – теплоемкости горячего и холодного теплоносителей [Дж/кг·град];

$t_{г,х н}$  – начальная температура горячего и холодного теплоносителей [°C];

$t_{г,х к}$  – конечная температура горячего и холодного теплоносителей [°C];

Стоит учесть, что количество передаваемой/принимаемой теплоты зависит от агрегатного состояния теплоносителей. Если в процессе теплообмена оно не меняется, то расчет проводят по вышеуказанной формуле. В случае, когда один или оба теплоносителя меняют агрегатное состояние (нагрев паром), тогда расчет количества передаваемого или принимаемого тепла рассчитывают по следующей формуле:

$$Q = G_{сп} \cdot (t_{пн} - t_{нас}) + Gr + G_{ск} \cdot (t_{нас} - t_{к})$$

где

$r$  – теплота конденсации [Дж/кг];

$c_{п,к}$  – удельные теплоемкости пара и конденсата [Дж/кг·град];

$t_{к}$  – температура конденсата на выходе из аппарата [°C].

В случае, когда конденсат не охлаждается, из правой части уравнения исключаются первый и третий члены, и тогда оно принимает следующий вид:

$$Q_{гор} = Q_{конд} = Gr$$

Расход теплоносителей можно определить следующим образом:

$$G_{гор} = Q/c_{гор}(t_{гн} - t_{гк}) \text{ или } G_{хол} = Q/c_{хол}(t_{хк} - t_{хн})$$

В случае нагрева паром, его расход находится по формуле:

$$G_{пара} = Q/Gr$$

где

$G$  – расход соответствующего теплоносителя [кг/ч];

$Q$  – количество теплоты [Вт];

$c$  – удельная теплоемкость теплоносителей [Дж/кг·град];

$r$  – теплота конденсации [Дж/кг];

$t_{г,х н}$  – начальная температура горячего и холодного теплоносителей [°C];

$t_{г,х к}$  – конечная температура горячего и холодного теплоносителей [°C].

Движущей силой процесса теплообмена является разность между теплоносителями. Ввиду того, что по мере прохождения температура потоков меняется, следственно меняется и разность температур, поэтому для расчета принято использовать усредненное значение. Средняя разность температур при прямоточном и противоточном направлении движения высчитывается как среднелогарифмическое:

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_b - \Delta t_m) / \ln (\Delta t_b / \Delta t_m)$$

где  $\Delta t_b$ ,  $\Delta t_m$  – большая и меньшая средняя разность температур теплоносителей на входе и выходе из аппарата.

Определение при перекрестном и смешанном токе теплоносителей происходит по той же формуле с добавлением поправочного коэффициента

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp} \cdot f_{поп}$$

Коэффициент теплопередачи может быть определен следующим образом:

$$1/k = 1/\alpha_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/\alpha_2 + R_{заг}$$

в уравнении:

$\delta_{ст}$  – толщина стенки [мм];

$\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки [Вт/м·град];

$\alpha_{1,2}$  – коэффициенты теплоотдачи внутренней и внешней стороны стенки [Вт/м<sup>2</sup>·град];

$R_{заг}$  – коэффициент загрязнения стенки.

### **Конструктивный расчет**

Конструктивный расчет теплообменного оборудования подразделяется на ориентировочный и подробный.

Ориентировочный конструктивный расчет заключается в выборе приближенных значений коэффициента теплообмена из справочных материалов, определении поверхности теплообмена и размера проходного сечения теплоносителей.

Ориентировочную поверхность теплообмена рассчитывают следующим образом:

$$F = Q / k \cdot \Delta t_{ср} \text{ [м}^2\text{]}$$

Размер проходного сечения теплоносителей определяют из формулы:

$$S = G / (w \cdot \rho) \text{ [м}^2\text{]}$$

где

$G$  – расход теплоносителя [кг/ч];

$(w \cdot \rho)$  – массовая скорость потока теплоносителя [кг/ м<sup>2</sup>·с].

Для расчета скорости потока принимают исходя из типа теплоносителей:

| Вид теплоносителя   | Скорость потока, м/с |
|---------------------|----------------------|
| Вязкие жидкости     | <1                   |
| Маловязкие жидкости | 1-3                  |
| Запыленные газы     | 5-10                 |
| Чистые газы         | 10-15                |
| Пар насыщенный      | 30-50                |

На основании проведенного ориентировочного конструктивного расчета выбирают один или несколько теплообменных аппаратов, которые удовлетворяют условию требуемой поверхности теплообмена. Для выбранных аппаратов проводят подробный конструктивный и тепловой расчет в заданных условиях.

При проведении конструктивного расчета для различных теплообменных аппаратов определяют дополнительные показатели.

Так для кожухотрубных теплообменных аппаратов находят длину или число трубок.

$$l = F / \pi d n$$

где:

$l$  – длина труб [м];

$n$  – количество труб [шт];

$F$  – требуемая поверхность теплообмена [м<sup>2</sup>];

$d$  – диаметр труб [м];

Обычно при расчете кожухотрубного теплообменного аппарата количество труб и диаметр задается из справочных материалов.

Определение внутреннего диаметра происходит следующим образом:

$$D_{вн} = s (b-1) + 4d_{п}$$

где:

$D_{вн}$  – внутренний диаметр теплообменника [м];

$s$  – шаг между трубами [м] (принимают от 1,2 до 1,5  $d_{п}$ );

$d_{п}$  – наружный диаметр труб [м];

$b$  – число труб [м] ( $b = 2a-1$ , где  $a$  – число труб на стороне наибольшего шестиугольника);

Затем определяют площадь трубного и межтрубного пространства:

$$S_{тр} = (\pi d_{2в}^2 / 4) n_x$$

где:

$S_{тр}$  – площадь трубного пространства [м<sup>2</sup>];

$d_{2в}$  – внутренний диаметр труб [м];

$n_x$  – число труб в одном ходе;

$$S_{мтр} = (\pi/4) (D^2 - n d_{п}^2)$$

где:

$S_{мтр}$  – площадь межтрубного пространства [м<sup>2</sup>];

$D$  – внутренний диаметр кожуха [м];

$d_{п}$  – наружный диаметр труб [м];

$n$  – число труб в одном ходе;

В частном случае при размещении продольных перегородок в межтрубном пространстве для увеличения интенсивности теплообмена площадь будет определяться следующим образом:

$$S_{мтр} = (\pi/4) (D^2 - n d_{п}^2 / N)$$

где:

$N$  – число ходов при делении перегородками ;

При конструктивном расчете змеевикового теплообменника определяется общая длина змеевика, количество витков и секций.

$$L = F / \pi d_{р}$$

где:

$L$  – общая длина змеевика [м];

$d_{р}$  – расчетный диаметр трубы змеевика [м];

$$n = L / \pi d_{р}$$

где:

$n$  – количество витков;

Зная расход теплоносителя и его скорость в трубе змеевика можно определить число секций змеевика:

$$m = V_{сек} / (\pi/4) d_{2в}^2 w$$

где:

$V_{сек}$  – расход [кг/ч];

$d_{2в}$  – диаметр трубы змеевика [м];

$w$  – скорость потока теплоносителя в трубе змеевика [м/с];

Для теплообменного аппарата типа «труба в трубе» определяют количество секций из соотношения:

$$n = F / F'$$

где:

$n$  – число секций;

$F$  – требуемая поверхность теплообмена [м<sup>2</sup>];

$F'$  – поверхность теплообмена одной секции [м<sup>2</sup>];

Откуда

$$F' = \pi \cdot d_{в} \cdot l$$

где:

$d_{в}$  – внутренний диаметр трубы [м];

$l$  – длина одной секции [м] (принимается в диапазоне от 1,5 до 3 м);

В расчете спирального теплообменного аппарата> определению таких характеристик как сечение каналов, ширина, длина, шаг спирали, число витков и наружный диаметр спирали.

$$S = G/W$$

где

$S$  – сечение каналов [м<sup>2</sup>];

$G$  – расход теплоносителя [кг/ч];

$W$  – массовая скорость потока теплоносителя [кг/ м<sup>2</sup>·сек].

Характеристики спирали определяют из следующих выражений:

Ширина:  $B = S/b$

Длина:  $L = F/2B$

Шаг:  $t = b + \delta$

Число витков:  $N = \sqrt{((2L/\pi t)+x^2)} - x$

Наружный диаметр:  $D = d + 2Nt + \delta$

где:

$b$  – ширина канала [мм];

$\delta$  – толщина стенки [мм];

$d$  – начальный диаметр спирали [мм].

Для пластинчатых теплообменных аппаратов также определяют соотношение числа ходов греющей и нагреваемой среды по следующей формуле:

$$X_{гр}/X_{нагр} = (G_{гр}/G_{нагр})^{0,636} \cdot (\Delta P_{гр}/\Delta P_{нагр})^{0,364} \cdot (1000 - t_{нагр\ ср} / 1000 - t_{гр\ ср})$$

где:

$G_{гр,нагр}$  – расход теплоносителей [кг/ч];

$\Delta P_{гр,нагр}$  – перепад давления теплоносителей [кПа];

$t_{гр,нагр\ ср}$  – средняя температура теплоносителей [°C];

При значении соотношения  $X_{гр}/X_{нагр} < 2$  – выбирают симметричную компоновку, а при  $> 2$  – выбирают несимметричную компоновку.

Определение количества каналов по нагреваемой среде осуществляют по следующей формуле:

$$m_{нагр} = G_{нагр} / \omega_{опт} \cdot f_{к} \cdot \rho \cdot 3600$$

где:

$G_{нагр}$  – расход теплоносителя [кг/ч];

$\omega_{опт}$  – оптимальная скорость потока теплоносителя [м/с];

$f_{к}$  – живое сечение одного межпластинчатого канала (известно из характеристик выбранных пластин);

## Практическая работа № 26

### Расчет отстойника

**Цель:** Ознакомиться с механизмом отстаивания и аппаратным оформлением процесса, с методикой расчета процесса отстаивания.

**Задача:** Расчет скорости осаждения частиц твердой фазы в воде, расчет площади осаждения отстойника, расчет предельной нагрузки по очищаемой жидкости отстойника непрерывного действия

#### 1. Расчет вертикальных (радиальных) отстойников

В инженерных расчетах основным показателем отстойника выступает площадь поверхности осаждения  $P$  ( $m^2$ ), вычисляемая по формуле:

$$F = [K_3 \cdot G_{cm} / \rho_{ocv} \cdot v_{oc}] \cdot [(X_{oc} - X_{cm}) / (X_{oc} - X_{ocv})] \quad (1)$$

где

$K_3$  – коэфф. запаса для учёта неравномерности распределения фильтруемой взвеси по всей поверхности осаждения, а также учитывающий вихреобразование и прочие факторы в реальных условиях производства (в выполненных конструкциях

$K_3 = 1,3 - 1,35$ );

$G_{cm}$  – расход фильтруемых взвешенных частиц по факту, кг/с;

$\rho_{ocv}$  – плотность осветлённого фильтрата,  $kg/m^3$ ;  $v_{oc}$  – скорость выделения твёрдых компонентов взвеси, м/с;

$X_{cm}$ ,  $X_{oc}$ ,  $X_{ocv}$  – концентрация твёрдых частиц в фильтруемой взвеси, осадке и осветлённом фильтрате соответственно, масс. доли.

Общая высота отстойника радиального типа складывается из трёх величин:

$$H = h_1 + h_2 + h_3 \quad (2)$$

где  $h_1$  – высота зоны свободного осаждения, м;

$h_2$  – высота зоны сгущения, м;

$h_3$  – высота зоны расположения лопастей, м.

Чтобы не допустить перемешивания у поверхности, зону свободного осаждения принимают  $h_1 = 0,45 - 0,75$  м. При этом более высокие значения принимают для сильно концентрированных взвесей с отношением твёрдой фазы к жидкой  $T:Ж > 1:10$ .

С учётом непрерывности удаления шлама из отстойника, высота зоны сгущения составит:

$$h_2 = g_{т.ос} / C_{ос} \quad (3)$$

где  $g_{т.ос}$  – количество твёрдой фазы, приходящейся на единицу площади дна отстойника за время от осаждения до выгрузки,  $kg/m^2$ ;

$C_{ос}$  – концентрация твёрдой фазы в осадке (объёмная плотность),  $kg/m^3$ .

Из определения следует:

$$g_{т.ос} = [(G_1 \cdot \tau) / F] \cdot [(G_{ос} \cdot X_{ос} (1.12) \cdot \tau) / F] \quad (4)$$

где  $G_1$  – производительность по твёрдой фазе осадка, кг/ч;  $\tau$  – время пребывания осадка на дне от осаждения до выгрузки (обычно принимается  $\tau = 1$  ч).

Объёмная плотность осадка:

$$C_{ос} = \rho_{ж} \cdot \Delta_c \cdot X_{ос} \quad (5)$$

где  $\Delta_c$  – относительная масса взвеси.

Относительная масса взвеси:

$$\Delta_c = (\Delta_T \cdot (n+1)) / (\Delta_T + n) \quad (6)$$

где  $\Delta_T = \rho_T / \rho_{ж}$  – относительная масса твёрдой фазы;

$n = T/J$  – величина разбавления в зоне сгущения.

Подставляя полученные данные получим:

$$h_2 = (G_{oc} \cdot \tau) / (F \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta_c) \quad (7)$$

Высоту расположения лопастей мешалки можно определить, исходя из величины наклона лопастей (приблизительно 0,146 м на 1 м длины). Таким образом,

$$h_3 = 0,146 \cdot D / 2 = 0,073 \cdot D$$

где  $D$  – диаметр отстойника, м.

## 2. Горизонтальные отстойники

Горизонтальные отстойники применяются на станциях по очистке сточных вод, имеющих пропускную способность более 15 тыс. м<sup>3</sup>/сут.

Наиболее распространенными являются отстойники с прямоугольной формой. В начале таких отстойников устраиваются иловые приемки в 1-2 ряда. Также в сооружении устанавливаются скребковые механизмы, часто тележечного или ленточного типа, которые перемещают осадок к иловым приемкам. Из них осадок удаляется с помощью насосов, гидроэлеваторов, грейферов или под действием гидростатического напора. Легкий осадок, такой, например, как активный ил, удаляется без сгребания эрлифтными установками.

Впускные и выпускные устройства выполняются таким образом, чтобы поток воды равномерно распределялся по всей площади живого сечения отстойника. Вода впускается через свободный водослив, расположенный во фронтальной части отстойника. При этом устраивается направляющая полупогружная перегородка в начале резервуара. Отвод воды осуществляется через водосборные лотки, установленные в торце отстойника. Перед лотками устраиваются полупогружные стенки, которые задерживают всплывающие загрязнители.

Проточная часть отстойника имеет глубину 1,5-4 м, длина – больше глубины в 8-12 раз (или в 20 раз при работе с производственными сточными водами). Ширина отстойника зависит от того, каким способом удаляется осадок и составляет обычно 6-9 м. На станциях биологической очистки ширина отстойника рассчитывается в зависимости от ширины аэротенка. Днище резервуара должно иметь уклон к приемку как минимум 0,005. При расчетах высоту нейтрального слоя над поверхностью осадка принимают равной 0,3 м, для вторичных отстойников учитывают глубину слоя ила, равную 0,3-0,5 м. Скорость потока сточных вод считается равной 5-10 мм/с.

Длина отстойника может быть найдена по формуле:

$$L = (v \cdot H) / \omega_{oc} \quad (8)$$

где  $L$  – длина отстойника, м;

$v$  – скорость движения жидкости в отстойнике, м/с;

$H$  – глубина отстойника, м;

$\omega_{oc}$  – скорость осаждения частиц в отстойнике, м/с.

В свою очередь скорость осаждения частиц может быть найдена по формуле:

$$\omega_{oc} = 1/18 \cdot (d_T \cdot \rho_T \cdot g) / \mu_{ж} \quad (9)$$

где  $\omega_{oc}$  – скорость осаждения частиц в отстойнике, м/с;  
 $d_T$  – минимальный эквивалентный диаметр осаждаемых частиц, м;  
 $\rho_T$  – кажущаяся плотность частиц, кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  – ускорение свободного падения, 9,81 м/с<sup>2</sup>;  
 $\mu_{ж}$  – динамическая вязкость жидкости, Па·с.

### Расчет горизонтальных отстойников

Отстойники используются для осветления, то есть разделения воды и дисперсных загрязнителей. В зависимости от типа загрязнений и поставленных задач наряду с классическими отстойниками используются сгустители и классификаторы, позволяющие интенсифицировать процессы очистки стоков. Конструктивные решения для сгустителей и классификаторов абсолютно идентичны – различия касаются методик расчета осаждения взвешенных частиц.

Сгустители рассчитываются по скорости осаждения наиболее мелкой взвеси в стоках, а расчет классификаторов ориентирован на вещества, которые должны быть отделены в первую очередь. Для расчета поверхности осаждения отстойников используются следующие исходные данные:

- Запас поверхности для учета неравномерности распределения обрабатываемой суспензии – выражается коэффициентом;
- Расход обрабатываемой суспензии в кг/сек;
- Плотность осветленной жидкости;
- Гравитационная (свободная) скорость осаждения частиц взвеси в м/сек.

Формулы расчета каждого параметра приведены. Для активизации процесса очистки отстойники оборудуются гребковыми мешалками непрерывного действия. За счет использования центробежной силы ускоряется осаждение взвеси.

Поверхность осаждения, являющаяся основной расчетной величиной отстойников, находится по формуле:

$$F = K_p \cdot G_{см} / (\rho_{осв} \cdot \omega_{ст}) \cdot [(X_{ос} - X_{см}) / (X_{ос} - X_{осв})] \quad (10)$$

где  $K_p$  – коэффициент запаса поверхности,

$G_{см}$  – массовый расход исходной суспензии, кг/с;

$\rho_{осв}$  – плотность осветленной жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_{ст}$  – скорость осаждения частиц суспензии, м/с;

$X_{ос}$  – концентрация твердых частиц в осадке, масс. доли;

$X_{см}$  – концентрация твердых частиц в исходной смеси, масс. доли;

$X_{осв}$  – концентрация твердых частиц в осветленной жидкости, масс. доли.

### Материальный баланс процессов разделения

Для того чтобы рассчитать отстойники используется величина поверхности осаждения  $F$  (м<sup>2</sup>), которая вычисляется по формуле:

$$F = K_p \cdot G_{см} / (\rho_{осв} \cdot \omega_{ст}) \cdot [(X_{ос} - X_{см}) / (X_{ос} - X_{осв})]$$

где  $K_3$  – это коэффициент запаса поверхности, который учитывает неравномерность распределения исходной суспензии по площади осаждения, а также другие факторы, которые могут проявляться в производных условиях.

Как правило,  $K_3$  находится в пределе от 1,3 до 1,35;

$G_{см}$  – это массовый расход суспензии, кг/с;

$\rho_{осв}$  – плотность жидкости после осветления, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_{ст}$  – скорость осаждения частиц суспензии, м/с;

$x_{см}$ ,  $x_{ос}$  и  $x_{осв}$  – содержание твердых частиц в исходной смеси, осадке и осветленной жидкости.

Осаждение – это процесс разделения, при котором взвешенные в жидкости твердые частицы отделяются от сплошной фазы под действием силы тяжести, центробежной силы, силы инерции или электростатических сил.

При выборе метода разделения учитывается концентрация дисперсных частиц, размер этих частиц, требования к качеству разделения, а также разница между плотностью дисперсной и сплошной фазы.

Если потери веществ в процессе разделения отсутствуют, то для вычисления материального баланса используется следующее уравнение

По всему веществу :

$$G_{см} = G_{оч} + G_{ос}$$

где  $G_{см}$ ,  $G_{оч}$ ,  $G_{ос}$  - расходы очищаемой смеси, очищенной воды и осадка соответственно.

По диспергированному веществу:

$$G_{см} \cdot x_{см} = G_{оч} \cdot x_{оч} + G_{ос} \cdot x_{ос}$$

где  $x_{см}$ ,  $x_{оч}$ ,  $x_{ос}$  – соответствующие концентрации диспергированного вещества в расходах.

В том случае, если известен расход известной смеси, а также все концентрации, то можно найти расходы  $G_{оч}$  и  $G_{ос}$ :

$$G_{оч} = G_{см} \cdot (x_{ос} - x_{см}) / (x_{ос} - x_{оч})$$

$$G_{ос} = G_{см} \cdot (x_{ос} - x_{см}) / (x_{ос} - x_{оч})$$

Скорость осаждения частиц суспензии рассчитывается по формуле:

при  $\epsilon > 0,7$

$$w_{ст} = w_{ос} \cdot \epsilon^2 \cdot [10]^{-1,82 \cdot (1-\epsilon)}$$

при  $\epsilon \leq 0,7$

$$w_{ст} = w_{ос} \cdot 0,123 \cdot \epsilon^3 \cdot 1/(1-\epsilon)$$

где  $w_{ос}$  - скорость свободного осаждения частиц;

$\epsilon$  - объемная доля жидкости, которая находится в суспензии.

Для величины  $\epsilon$  используется соотношение:

$$\epsilon = 1 - x_{см} \cdot [\rho_{см} / \rho_T]$$

где  $\rho_{см}$  и  $\rho_T$  - плотности суспензий и твердых частиц в кг/м<sup>3</sup>.

Для определения плотности суспензии используется формула:

$$\epsilon \rho_{см} = [x_{см} / \rho_T + (1 - x_{см}) / \rho_ж]^{-1}$$

где  $\rho_ж$  – плотной чистой жидкости.

Для того чтобы рассчитать скорость осаждения шарообразных частиц используется формула:

$$w_{ос} = (\mu_ж \cdot Re) / (d_T \cdot \rho_ж)$$

где  $w_{ос}$  – скорость осаждения, м/с;

$\mu_ж$  – вязкость жидкости, Па·с;

$d_T$  – диаметр частицы, м;  
 $Re$  – критерий Рейнольдса.

## Практическая работа №27 Решение задач по теме: "Оборудование для сбора и подготовки нефти"

### Примеры расчетов теплообменников.

#### Задача 1

Поток горячего продукта, выходящего из реактора, необходимо охладить с начальной температуры  $t_{1н} = 95^\circ\text{C}$  до конечной температуры  $t_{1к} = 50^\circ\text{C}$ , для этого его направляют в холодильник, куда подают воду с начальной температурой  $t_{2н} = 20^\circ\text{C}$ . Требуется рассчитать  $\Delta t_{ср}$  в условиях прямотока и противотока в холодильнике.

Решение: 1) Конечная температура охлаждающей воды  $t_{2к}$  в условии проточного движения теплоносителей не может превысить значение конечной температуры горячего теплоносителя ( $t_{1к} = 50^\circ\text{C}$ ), поэтому примем значение  $t_{2к} = 40^\circ\text{C}$ .

Рассчитаем средние температуры на входе и выходе из холодильника:

$$\Delta t_{н\text{ ср}} = 95 - 20 = 75;$$

$$\Delta t_{к\text{ ср}} = 50 - 40 = 10$$

$$\Delta t_{ср} = 75 - 10 / \ln(75/10) = 32,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

2) Конечную температуру воды при противоточном движении примем такой же, как и при проточном движении теплоносителей  $t_{2к} = 40^\circ\text{C}$ .

$$\Delta t_{н\text{ ср}} = 95 - 40 = 55;$$

$$\Delta t_{к\text{ ср}} = 50 - 20 = 30$$

$$\Delta t_{ср} = 55 - 30 / \ln(55/30) = 41,3^\circ\text{C}$$

#### Задача 2.

Используя условия задачи 1 определить требуемую поверхность теплообмена ( $F$ ) и расход охлаждающей воды ( $G$ ). Расход горячего продукта  $G = 15000 \text{ кг/ч}$ , его теплоемкость  $C = 3430 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$  ( $0,8 \text{ ккал}\cdot\text{кг}\cdot\text{град}$ ). Охлаждающая вода имеет следующие значения: теплоемкость  $c = 4080 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$  ( $1 \text{ ккал}\cdot\text{кг}\cdot\text{град}$ ), коэффициент теплопередачи  $k = 290 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$  ( $250 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{град}$ ).

Решение: Используя уравнение теплового баланса, получим выражение для определения теплового потока при нагревании холодного теплоносителя:

$$Q = Q_{гт} = Q_{хт}$$

$$\text{откуда: } Q = Q_{гт} = GC (t_{1н} - t_{1к}) = (15000/3600) \cdot 3430 \cdot (95 - 50) = 643125 \text{ Вт}$$

Принимая  $t_{2к} = 40^\circ\text{C}$ , найдем расход холодного теплоносителя:

$$G = Q / c(t_{2к} - t_{2н}) = 643125 / 4080(40 - 20) = 7,9 \text{ кг/сек} = 28\,500 \text{ кг/ч}$$

Требуемая поверхность теплообмена

при прямотоке:

$$F = Q / k \cdot \Delta t_{ср} = 643125 / 290 \cdot 32,3 = 69 \text{ м}^2$$

при противотоке:

$$F = Q / k \cdot \Delta t_{ср} = 643125 / 290 \cdot 41,3 = 54 \text{ м}^2$$

#### Задача 3

На производстве осуществляется транспорт газа по стальному трубопроводу наружным диаметром  $d_2 = 1500$  мм, толщиной стенки  $\delta_2 = 15$  мм, теплопроводностью  $\lambda_2 = 55$  Вт/м·град. Внутри трубопровод футерован шамотным кирпичом, толщина которого  $\delta_1 = 85$  мм, теплопроводность  $\lambda_1 = 0,91$  Вт/м·град. Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке  $\alpha_1 = 12,7$  Вт/м<sup>2</sup>·град, от наружной поверхности стенки к воздуху  $\alpha_2 = 17,3$  Вт/м<sup>2</sup>·град. Требуется найти коэффициент теплопередачи от газа к воздуху.

Решение: 1) Определим внутренний диаметр трубопровода:

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot (\delta_2 + \delta_1) = 1500 - 2(15 + 85) = 1300 \text{ мм} = 1,3 \text{ м}$$

средний диаметр футеровки:

$$d_1 \text{ ср} = 1300 + 85 = 1385 \text{ мм} = 1,385 \text{ м}$$

средний диаметр стенки трубопровода:

$$d_2 \text{ ср} = 1500 - 15 = 1485 \text{ мм} = 1,485 \text{ м}$$

Рассчитаем коэффициент теплопередачи по формуле:

$$k = [(1/\alpha_1) \cdot (1/d_1) + (\delta_1/\lambda_1) \cdot (1/d_1 \text{ ср}) + (\delta_2/\lambda_2) \cdot (1/d_2 \text{ ср}) + (1/\alpha_2)]^{-1} = [(1/12,7) \cdot (1/1,3) + (0,085/0,91) \cdot (1/1,385) + (0,015/55) \cdot (1/1,485) + (1/17,3)]^{-1} = 5,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$$

#### Задача 4

В одноходовом кожухотрубчатом теплообменнике осуществляется подогрев метилового спирта водой с начальной температуры 20 до 45 °С. Поток воды охлаждается с температуры 100 до 45 °С. Трубный пучек теплообменника содержит 111 труб, диаметр одной трубы 25x2,5 мм. Скорость течения метилового спирта по трубкам 0,8 м/с (w). Коэффициент теплопередачи равен 400 Вт/м<sup>2</sup>·град. Определить общую длину трубного пучка.

Решение:

Определим среднюю разность температур теплоносителей как среднелогарифмическое.

$$\Delta t_{н \text{ ср}} = 95 - 45 = 50;$$

$$\Delta t_{к \text{ ср}} = 45 - 20 = 25$$

$$\Delta t_{ср} = 50 + 25 / 2 = 37,5^\circ\text{C}$$

Далее определим среднюю температуру теплоносителя протекающего по трубному пространству.

$$\Delta t_{ср} = 45 + 20 / 2 = 32,5^\circ\text{C}$$

Определим массовый расход метилового спирта.

$$G_{сп} = n \cdot 0,785 \cdot d_{вн}^2 \cdot w_{сп} \cdot \rho_{сп} = 111 \cdot 0,785 \cdot 0,025^2 \cdot 0,8 \cdot 785 = 21,8$$

$\rho_{сп} = 785$  кг/ м<sup>3</sup> – плотность метилового спирта при 32,5°С найдена из справочной литературы.

Затем определим тепловой поток.

$$Q = G_{сп} c_{сп} (t_{ксп} - t_{нсп}) = 21,8 \cdot 2520 (45 - 20) = 1,373 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

$c_{сп} = 2520$  кг/ м<sup>3</sup> – теплоемкость метилового спирта при 32,5°С найдена из справочной литературы.

Определим требуемую поверхность теплообмена.

$$F = Q / K \Delta t_{ср} = 1,373 \cdot 10^6 / (400 \cdot 37,5) = 91,7 \text{ м}^2$$

Вычислим общую длину трубного пучка по среднему диаметру труб.

$$L = F / \pi d_{ср} = 91,7 / 111 \cdot 3,14 \cdot 0,0225 = 11,7 \text{ м}$$

В соответствии с рекомендациями следует разбить общую длину трубного пучка на несколько секций предлагаемого стандартного размера с обеспечением необходимого запаса по поверхности теплообмена.

### Задача 5

Для нагрева потока 10-% раствора NaOH от температуры 40°C до 75°C используют пластинчатый теплообменный аппарат. Расход гидроксида натрия составляет 19000 кг/ч. В качестве нагревающего агента используется конденсат водяного пара, его расход составляет 16000 кг/ч, начальная температура 95°C. Принять коэффициент теплообмена равный 1400 Вт/м<sup>2</sup>·град. Необходимо произвести расчет основных параметров пластинчатого теплообменного аппарата.

Решение: Найдем количество передаваемого тепла.

$$Q = G_p c_p (t_{кр} - t_{нр}) = 19000/3600 \cdot 3860 (75 - 40) = 713\,028 \text{ Вт}$$

Из уравнения теплового баланса определим конечную температуру конденсата.

$$t_{кк} = (Q \cdot 3600 / G_{кк} c_{кк}) - 95 = (713028 \cdot 3600) / (16000 \cdot 4190) - 95 = 56,7^\circ\text{C}$$

$c_{р,к}$  – теплоемкость раствора и конденсата найдены из справочных материалов.

Определение средних температур теплоносителей.

$$\Delta t_{н\text{ ср}} = 95 - 75 = 20;$$

$$\Delta t_{к\text{ ср}} = 56,7 - 40 = 16,7$$

$$\Delta t_{ср} = 20 + 16,7 / 2 = 18,4^\circ\text{C}$$

Определим сечение каналов, для расчета примем массовую скорость конденсата  $W_k = 1500$  кг/м<sup>2</sup>·сек.

$$S = G/W = 16000/3600 \cdot 1500 = 0,003 \text{ м}^2$$

Принимая ширину канала  $b = 6$  мм, найдем ширину спирали.

$$B = S/b = 0,003 / 0,006 = 0,5 \text{ м}$$

Исходя из рекомендаций примем ширину спирали согласно ближайшему большему табличному значению  $B = 0,58$  м.

Произведем уточнение сечения канала

$$S = B \cdot b = 0,58 \cdot 0,006 = 0,0035 \text{ м}^2$$

и массовой скорости потоков

$$W_p = G_p/S = 19000 / 3600 \cdot 0,0035 = 1508 \text{ кг/ м}^3 \cdot \text{сек}$$

$$W_k = G_k/S = 16000 / 3600 \cdot 0,0035 = 1270 \text{ кг/ м}^3 \cdot \text{сек}$$

Определение поверхности теплообмена спирального теплообменника осуществляется следующим образом.

$$F = Q / K \Delta t_{ср} = 713028 / (1400 \cdot 18,4) = 27,7 \text{ м}^2$$

Определим рабочую длину спирали

$$L = F / 2B = 27,7 / (2 \cdot 0,58) = 23,8 \text{ м}$$

Далее необходимо определить шаг спирали, при этом задаем толщину листа  $\delta = 5$  мм.

$$t = b + \delta = 6 + 5 = 11 \text{ мм}$$

Для вычисления числа витков каждой спирали необходимо принять начальный диаметр спирали исходя из рекомендаций  $d = 200$  мм.

$$N = (\sqrt{(2L/\pi t) + x^2}) - x = (\sqrt{(2 \cdot 23,8 / 3,14 \cdot 0,011) + 8,6^2}) - 8,6 = 29,5$$

где  $x = 0,5 (d/t - 1) = 0,5 (200/11 - 1) = 8,6$

Наружный диаметр спирали определяется следующим образом.

$$D = d + 2Nt + \delta = 200 + 2 \cdot 29,5 \cdot 11 + 5 = 860 \text{ мм.}$$

### Задача 6

Определить гидравлическое сопротивление теплоносителей создаваемое в четырехходовом пластинчатом теплообменном аппарате с длиной каналов 0,9 м и эквивалентным диаметром  $7,5 \cdot 10^{-3}$  при охлаждении бутилового спирта водой. Бутиловый спирт имеет следующие характеристики расход  $G = 2,5$  кг/с, скорость движения  $W = 0,240$  м/с и плотность  $\rho = 776$  кг/м<sup>3</sup> (Критерий Рейнольдса  $Re = 1573 > 50$ ). Охлаждающая вода имеет следующие характеристики расход  $G = 5$  кг/с, скорость движения  $W = 0,175$  м/с и плотность  $\rho = 995$  кг/м<sup>3</sup> (Критерий Рейнольдса  $Re = 3101 > 50$ ).

Решение: Определим коэффициент местного гидравлического сопротивления.

$$\zeta_{bc} = 15/Re^{0,25} = 15/1573^{0,25} = 2,38$$

$$\zeta_b = 15/Re^{0,25} = 15/3101^{0,25} = 2,01$$

Уточним скорость движения спирта и воды в штуцерах (примем  $d_{шт} = 0,3$  м)

$W_{шт} = G_{bc}/\rho_{bc} \cdot 0,785 d_{шт}^2 = 2,5/776 \cdot 0,785 \cdot 0,3^2 = 0,05$  м/с менее 2 м/с поэтому можно не учитывать.

$W_{шт} = G_b/\rho_b \cdot 0,785 d_{шт}^2 = 5/995 \cdot 0,785 \cdot 0,3^2 = 0,07$  м/с менее 2 м/с поэтому можно не учитывать.

Определим значение гидравлического сопротивления для бутилового спирта и охлаждающей воды.

$$\Delta P_{bc} = \alpha \zeta \cdot (l/d) \cdot (\rho_{bc} w^2/2) = (4 \cdot 2,38 \cdot 0,9 / 0,0075) \cdot (776 \cdot 0,240^2/2) = 25532 \text{ Па}$$

$$\Delta P_b = \alpha \zeta \cdot (l/d) \cdot (\rho_b w^2/2) = (4 \cdot 2,01 \cdot 0,9 / 0,0075) \cdot (995 \cdot 0,175^2/2) = 14699 \text{ Па.}$$

### Примеры расчетов и подбора отстойников

#### Задача №1 Расчет скорости осаждения частиц твердой фазы в воде

Условие: Рассчитать скорость стесненного осаждения частиц твердой фазы в воде. Диаметр частиц  $d_T = 1,2$  мм, плотность частиц  $\rho_T = 1500$  кг/м<sup>3</sup>. Содержание твердой фазы в суспензии  $x_c = 0,1$  массовых долей. Плотность воды принять равной  $\rho_b = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, динамическую вязкость принять равной  $\mu_b = 0,001$  Па·с.

Решение:

#### 1. Предварительно найдем плотность суспензии:

$$\rho_c = (x_c/\rho_T + (1-x_c)/\rho_b)^{-1}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_c = (0,1/1500 + (1-0,1)/1000)^{-1} = 1034,5 \text{ кг/м}^3$$

где  $x_c$  - содержание твердой фазы в суспензии

$\rho_T$  - плотность частиц

$\rho_b$  - плотность воды

#### 2. Рассчитаем объемную долю жидкости в суспензии:

$$\varepsilon = 1 - (x_c \cdot \rho_c) / \rho_T$$

$$\varepsilon = 1 - (0,1 \cdot 1034,5) / 1500 = 0,93$$

где  $\varepsilon$  - объемная доля жидкости, которая находится в суспензии.

$\rho_{см}$  и  $\rho_T$  - плотности суспензий и твердых частиц в кг/м<sup>3</sup>.

#### 3. Скорость осаждения частиц суспензии рассчитывается по формуле:

$$\text{при } \varepsilon > 0,7$$

$$w_{ст} = w_{ос} \cdot \varepsilon^2 \cdot [10] - 1,82 \cdot (1 - \varepsilon), \text{ м/с}$$

$$\text{при } \varepsilon \leq 0,7$$

$$w_{ст} = w_{ос} \cdot 0,123 \cdot \varepsilon^3 \cdot 1/(1-\varepsilon), \text{ м/с}$$

где  $w_{ос}$  - скорость свободного осаждения частиц, вычисляемая по формуле:

$$w_{ос} = \mu_v \cdot Re / (d_T \cdot \rho_v), \text{ м/с}$$

Поскольку  $\varepsilon > 0,7$ , то для расчета скорости стесненного осаждения будет использоваться формула:

$$w_{ст} = w_{св} \cdot \varepsilon^2 \cdot 10(-0,82 \cdot (1-\varepsilon))$$

где:

$w_{св}$  – скорость свободного осаждения,

Re- число Рейнольдса

#### 4. Рассчитаем число Архимеда от которого зависит от число Рейнольдса, по формуле:

$$Ar = d_T^3 \cdot \rho_v \cdot g \cdot (\rho_T - \rho_v) / (\mu_v^2)$$

$$Ar = 0,0012^3 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (1500 - 1000) / 0,001^2 = 8476$$

где:

Ar- числа Архимеда

$d_T$  - диаметр частиц

#### 5. Рассчитаем значение числа Re:

Получившееся значение числа Архимеда попадает в промежуток  $36 < Ar < 83000$ , следовательно значение числа Re будет рассчитываться по следующей формуле:

$$Re = 0,152 \cdot Ar^{0,714}$$

$$Re = 0,152 \cdot 8476^{0,714} = 97$$

По полученным данным определяем скорость осаждения частиц суспензии  $w_{ст}$

3.1 Скорость свободного осаждения частиц,

$$w_{ос} = 0,001 \cdot 97 / (0,0012 \cdot 1000) = 0,081 \text{ м/с}$$

3.2 Скорость осаждения частиц суспензии

$$w_{ст} = 0,081 \cdot 0,932 \cdot 10(-0,82 \cdot (1-0,93)) = 0,061 \text{ м/с}$$

Ответ: 0,061 м/с

### Задача №2. Расчет площади осаждения отстойника для обработки водной суспензии с твердыми частицами неправильной формы

#### Условие:

Рассчитать необходимую площадь осаждения отстойника для обработки водной суспензии с твердыми частицами неправильной формы (коэффициент формы равен 0,7) и эквивалентным диаметром 50 мкм. Необходимая производительность фильтра  $G_{\Phi} = 1000 \text{ м}^3/\text{час}$ . Концентрации твердой фазы в суспензии, осадке и осветленной жидкости равны соответственно  $x_c = 0,12$ ,  $x_o = 0,4$  и  $x_{ос} = 0,008$ . Плотность воды принять равной  $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$ , плотность твердой фазы  $\rho_{ж} = 1150 \text{ кг/м}^3$ . динамическую вязкость принять равной  $\mu = 0,001 \text{ Па}\cdot\text{с}$ . Плотность осветленной жидкости принять равной плотности воды.

#### Решение:

Предварительно рассчитаем значение критерия Архимеда для процесса осаждения:

$$Ar = (\varphi \cdot d_T)^3 \cdot \rho_{ж} \cdot g \cdot (\rho_T - \rho_{ж}) / (\mu_{ж}^2)$$

$$Ar = (0,7 \cdot 50 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (1150 - 1000) / 0,001^2 = 0,063$$

Получившееся значение  $Ar$  меньше 36, следовательно, расчет значения числа  $Re$  будет проводиться по формуле:

$$Re = Ar/18 \\ Re = 0,063/18 = 0,0035$$

Далее найдем скорость свободного осаждения:

$$w_{св} = 0,001 \cdot 0,0035 / (0,7 \cdot 50 \cdot 10^{(-6)} \cdot 1000) = 0,0001 \text{ м/с}$$

Определим плотность суспензии:

$$\rho_c = (x_c/\rho_T + (1-x_c)/\rho_ж)^{(-1)} \\ \rho_c = (0,12/1150 + (1-0,12)/1000)^{(-1)} = 1016 \text{ кг/м}^3$$

Следовательно, объемная доля жидкости в суспензии равна:

$$\varepsilon = 1 - (x_c \cdot \rho_c) / \rho_T \\ \varepsilon = 1 - (0,12 \cdot 1016) / 1150 = 0,89$$

Поскольку  $\varepsilon > 0,7$ , то для расчета скорости стесненного осаждения будет использоваться формула:

$$w_{ст} = w_{св} \cdot \varepsilon^2 \cdot 10^{(-0,82 \cdot (1-\varepsilon))} \\ w_{ст} = 0,0001 \cdot 0,89^2 \cdot 10^{(-0,82 \cdot (1-0,89))} = 6,4 \cdot 10^{(-5)} \text{ м/с}$$

Остается лишь найти искомую величину по следующей формуле, приняв коэффициент запаса  $K$  равным 1,3:

$$F = K \cdot G_{\phi} / (\rho_{ос} \cdot w_{ст}) \cdot ((x_o - x_c) / (x_o - x_{ос})) \\ F = 1,3 \cdot 1000 / (3600 \cdot 1000 \cdot 6,4 \cdot 10^{(-5)}) \cdot ((0,4 - 0,12) / (0,4 - 0,008)) = 4 \text{ м}^2$$

Ответ:  $4 \text{ м}^2$

### **Задача №3 Подбор отстойника по производительности**

#### Условие:

Необходимо рассчитать отстойник, необходимый для отстаивания  $Q = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$  жидкости, имеющей плотность  $\rho_ж = 1000 \text{ кг/м}^3$ . В жидкости содержится  $x_1 = 15\%$  по массе твердых примесей с плотностью  $\rho_T = 2200 \text{ кг/м}^3$ . В лабораторных условиях было установлено, что скорость осаждения частиц будет составлять  $w = 0,8 \text{ м/ч}$ , а содержание твердых частиц в осадке будет  $x_2 = 60\%$  по массе.

#### Решение:

Рассчитаем плотность жидкости, подаваемой на отстаивание:

$$1/\rho_c = (1-x_1)/\rho_ж + x_1/\rho_T \\ \rho_c = ((1-x_1)/\rho_ж + x_1/\rho_T)^{(-1)} \\ \rho_c = (0,85/1000 + 0,15/2200)^{(-1)} = 1089 \text{ кг/м}^3$$

Далее определим массовый расход жидкости, поступающей на очистку:

$$G = Q \cdot \rho_c \\ G = 10 \cdot 1089 = 108900 \text{ кг/ч}$$

Отношение содержаний сухого вещества в очищаемой жидкости и осадке составит:

$$a = x_1/x_2 \\ a = 15/60 = 0,25$$

Основной характеристикой отстойника является площадь осаждения, которая может быть определена по формуле:

$$F = (1,3 \cdot G) / (w \cdot \rho_ж) \cdot (1-a)$$

$$F = 108900 / (0,8 \cdot 1000) \cdot (1 - 0,25) = 132,6 \text{ м}^2$$

Ответ: 132,6 м<sup>2</sup>

#### **Задача №4 Расчет предельной нагрузки по очищаемой жидкости отстойника непрерывного действия**

##### Условие:

Определить предельную нагрузку по очищаемой жидкости радиального отстойника непрерывного действия с диаметром  $D = 12$  м, если с его помощью планируется очищать  $G = 10000$  кг/час суспензии плотностью  $\rho_c = 1050$  кг/м<sup>3</sup>. Плотность осадка составляет  $\rho_o = 1220$  кг/м<sup>3</sup>, а скорость осаждения частиц равна 0,5 м/час. Плотность жидкости равна  $\rho_{ж} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, плотность твердой фазы равна  $\rho_t = 1760$  кг/м<sup>3</sup>.

##### Решение:

Общая площадь осаждения отстойника составит:

$$F = (\pi \cdot D^2) / 4 = (3,14 \cdot 12^2) / 4 = 113 \text{ м}^2$$

Рассчитаем содержание по массе твердой фазы в суспензии и осадке.

Для суспензии:

$$1/1050 = (1-x_1)/1000 + x_1/1760$$

Откуда  $x_1 = 0,11$

Для осадка:

$$1/1120 = (1-x_2)/1000 + x_2/1760$$

Откуда  $x_2 = 0,42$

Следовательно, их соотношение равно:

$$a = x_1/x_2 = 11/42 = 0,26$$

Выразим из формулы площади отстойника и найдем максимальный расход суспензии, подаваемой на очистку:

$$Q = (F \cdot w \cdot \rho_{ж}) / (1,3 \cdot (1-a) \cdot \rho_c) = (113 \cdot 0,5 \cdot 1000) / (1,3 \cdot (1-0,26) \cdot 1050) = 55,9 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Ответ: 55,9 м<sup>3</sup>/ч

### **Практическая работа № 28**

#### **Тема: Расчет приемистости нагнетательных скважин на участке высокого давления и потерь давления при заводнении пластов в наземных трубопроводах и в скважине**

**Цель:** Расчет количества воды, необходимой для поддержания пластового давления, и приемистости нагнетательных скважин.

##### Общие сведения

Подготовка вод, закачиваемых в пласт, предусматривает следующие мероприятия:

- 1) осветление мутных вод коагулированием;
- 2) декарбонизацию;
- 3) обезжелезивание;
- 4) ингибирование.

Осветление мутных вод коагулированием осуществляется с целью удаления очень мелких взвешенных частиц, которые практически не осаждаются под действием силы тяжести. Для этого

в воду добавляют реагенты (сернистый алюминий, хлорное железо, железный купорос и др.), называемые коагулянтами. В результате реакции коагуляции происходит укрупнение взвешенных частиц и образуются хлопьевидные соединения, которые оседают в воде.

Декарбонизация выполняется с целью удаления из воды бикарбонатов кальция и магния. В противном случае, отлагаясь в пласте, соли кальция и магния могут существенно затруднить фильтрацию нефти и газа. Сущность декарбонизации состоит в подщелачивании воды гашеной известью с тем, чтобы вызвать коагуляцию ненужных примесей.

Обезжелезиванием называется удаление солей железа из воды с целью предотвращения загрязнения фильтрующих поверхностей скважин железистыми осадками. Для этого применяют аэрацию, известкование и другие методы.

В ходе аэрации - процесса обогащения воды кислородом воздуха - из солей железа образуется нерастворимый гидрат окиси железа, оседающий в воде в виде хлопьев. Однако при аэрации из воды удаляются не все соли железа, а сам процесс требует использования весьма громоздкого и сложного оборудования. Кроме того, аэрация повышает коррозионную активность воды.

При известковании в воду добавляют известковое молоко, что также приводит к образованию нерастворимого осадка гидрата окиси железа.

Ингибированием называется обработка воды ингибиторами - веществами, замедляющими процесс коррозии. По направленности действия различают ингибиторы сероводородной, кислородной и углекислотной коррозии.

В отличие от природных сточные воды могут содержать нефть, углекислый газ, сероводород и микроорганизмы. Соответственно их подготовка предусматривает:

- 1) отстаивание от нефти и газа; 2) уничтожение микроорганизмов.

Для подготовки сточных вод на промыслах используют схемы открытого и закрытого типа.

Пластовые воды нефтяных месторождений это неотъемлемая составная часть продукции добывающих скважин, которая обуславливает значительную долю осложнений при добыче и подготовке нефти на промыслах.

При разработке нефтяных и газовых месторождений значительные объемы воды расходуются на поддержание пластового давления, что позволяет продлить период фонтанирования скважин и значительно увеличить коэффициенты нефтегазоотдачи. Ориентировочный расход воды для добычи одной тонны нефти составляет в среднем: 1,5...2 м<sup>3</sup> - при площадном заводнении и 2...2,5 м<sup>3</sup> - при законтурном заводнении.

Таблица: Исходные данные

|   | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Суточная добыча нефти $Q_n$ , т             | 311,4 | 322   | 240   | 280   | 320   | 260   | 250   | 300   | 317   | 308   |
| Суточная добыча воды $Q_v$ , т              | 104,2 | 110   | 80    | 75    | 110   | 59    | 104,2 | 95    | 86    | 80    |
| Суточная добыча газа $V_g$ , м <sup>3</sup> | 91970 | 85420 | 74562 | 92510 | 75045 | 78265 | 89072 | 90256 | 85413 | 86024 |
| Объемный коэффициент нефти $b_n$            | 1,18  | 1,2   | 1,16  | 1,14  | 1,22  | 1,1   | 1,15  | 1,16  | 1,13  | 1,17  |

|   |                      |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|---|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Коэффициент растворимости газа в нефти $\alpha, \text{м}^3/\text{м}^3 \text{МПа}$ ; | 7,7                  | 6,7   | 7,5   | 7,4   | 7,3   | 6,6   | 6,5   | 7,5   | 7,4   | 6,8   |
| Плотность нефти $\rho_n \text{ кг/м}^3$ ;   | 863                  | 865   | 858   | 875   | 878   | 885   | 837   | 865   | 854   | 882   |
| Коэффициент сжимаемости газа $z$  | 0,88                 | 0,83  | 0,85  | 0,78  | 0,77  | 0,85  | 0,87  | 0,84  | 0,84  | 0,86  |
| Пластовое давление $P_{пл} \text{ МПа}$ ;   | 7,45                 | 7,0   | 6,45  | 5,76  | 8,2   | 7,3   | 8,15  | 7,85  | 7,34  | 7,23  |
| Пластовая температура $T_{пл} \text{ К}$ ;  | 316,3                | 318,3 | 326,3 | 306,3 | 312,2 | 314,7 | 313,5 | 313,5 | 323,4 | 326,7 |
| Атмосферное давление $P_0, \text{МПа}$ ;  | 0,1                  |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| Проницаемость пласта для воды $k, \text{м}^2$                                       | $0,5 \cdot 10^{-12}$ |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| Эффективная мощность пласта $h, \text{м}$   | 10                   | 12    | 15    | 14    | 16    | 12    | 18    | 19    | 11    | 9     |
| Перепад давления на забое $\Delta P, \text{МПа}$ ;                                  | 5                    | 4,5   | 3     | 4     | 6     | 8     | 6     | 5     | 7     | 5     |
| Коэффициент гидродинамического совершенства забоя скважины $\phi$                   | 0,8                  | 0,73  | 0,65  | 0,74  | 0,72  | 0,69  | 0,8   | 0,82  | 0,67  | 0,76  |
| Половина расстояния между нагнетательными скважинами $R, \text{м}$                  | 400                  | 460   | 480   | 520   | 464   | 560   | 720   | 460   | 480   | 380   |
| Радиус забоя скважины $r_c, \text{м}$ ;   | 0,075                |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| Вязкость воды $\mu \text{ МПа} \cdot \text{с}$ .                                    | 1                    |       |       |       |       |       |       |       |       |       |

**1. Добытая нефть в пластовых условиях занимает объем:**

$$Q'_n = Q_n b_n / \rho_n, (\text{м}^3) \quad (1)$$

где  $Q_n$ - суточная добыча из пласта нефти

$b_n$  - объемный коэффициент нефти

$\rho_n$  -плотность нефти

**2. Объем свободного газа в залежи, приведенная к атмосферным условиям:**

$$V_{св} = V_z - (\alpha P_{пл} Q_n) / \rho_n, \text{м}^3 \quad (2)$$

где  $V_z$  -суточная добыча газа,  $\text{м}^3$

$\alpha$ - коэффициент растворимости газа в нефти,  $\text{м}^3/\text{м}^3 \text{МПа}$

### 3. Объем свободного газа в пластовых условиях:

$$V_{пл} = z \cdot V_{св} \cdot P_0 \cdot T_{пл} / R_{пл} \cdot T_0 \text{ , (м}^3\text{)} \quad (3),$$

где  $z$ - коэффициент сжимаемости газа

$P_0$  -атмосферное давление ,МПа;

$T_{пл}$  -пластовая температура, К;

$R_{пл}$  -пластовое давление , МПа;

$T_0$  -абсолютная температура идеального газа

### 4. Общая суточная добыча в пластовых условиях составит

$$V = Q'_H + V_{пл} + Q'_B, \text{ (м}^3\text{)} \quad (4)$$

### 5. Определяем необходимое количество воды

Для поддержания давления требуется ежедневно закачивать в залежь не менее указанного объема. При коэффициенте избытка  $K=1,2$  потребуется следующее количество воды (без учета поступающего в залежь объема контурной воды):

$$Q'_B = V K, \text{ м}^3\text{/сут} \quad (5)$$

где  $V$  -суточная добыча воды ,м<sup>3</sup>

$K$ - коэффициенте избытка

### 6. Приемистость нагнетательных скважин составит

$$q = \frac{2\pi k h \Delta P \varphi}{\mu \ln \frac{R}{r}} \text{ (м}^3\text{/сут.)} \quad (6)$$

Расчет потерь давления при заводнении пластов в наземных трубопроводах и в скважине. Гидравлические потери напора на трение при давлении воды в трубопроводах определяется по формуле:

$$P_{тр} = \frac{\rho L v^2}{10^6 2d}, \text{ МПа} \quad (7)$$

где  $\lambda$  - коэффициент гидравлических сопротивлений;

$\rho$  - плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$L$  – длина трубопровода, м;

$d$  – диаметр трубопровода, м;

$v$  - скорость движения воды в трубопроводе.

$$v = \frac{Q}{0,785 d^2 \cdot 86400}, \text{ м/с} \quad (8)$$

где  $Q$  – количество нагнетаемой воды, м<sup>3</sup>/сут

Для определения коэффициента гидравлических сопротивлений  $\lambda$  найдем значение  $Re$

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (9)$$

Если режим движения ламинарный, то коэффициент гидравлических сопротивлений находим по формуле (4), если турбулентный то по формуле (5):

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (10)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (11)$$

Потери напора на трение определяем по формуле (1) в Па.

Скорость движения воды в колонне диаметром  $d=76$  мм по формуле (2) в м/с.

Потери напора на трение при движении воды в колонне труб диаметром 76 мм определим по формуле (1) в Па.

**Вывод:**

**Контрольные вопросы:**

1. Как определяется объем свободного газа в залежи, приведенный к атмосферным условиям?
2. Как находим, объем свободного газа в пластовых условиях?
3. Какие методы применяют для подготовки воды, закачиваемых в пласт?
4. Чем отличаются природные воды от сточных вод?
5. Что называется ингибированием?

### Пример решения

**1. Добытая нефть в пластовых условиях занимает объем:**

$$Q'_n = Q_n b_n / \rho_n, (M^3) \quad (1)$$

где  $Q_n$ - суточная добыча из пласта нефти

$b_n$  - объемный коэффициент нефти

$\rho_n$  -плотность нефти

$$Q'_n = 311400 \times 1,18 / 863 = 649,5 (M^3.)$$

**2. Объем свободного газа в залежи, приведенная к атмосферным условиям:**

$$V_{св} = V_z - (\alpha P_{пл} Q_n) / \rho_n, M^3 \quad (2)$$

где  $V_z$  -суточная добыча газа,  $M^3$

$\alpha$ - коэффициент растворимости газа в нефти,  $M^3/M^3$  МПа

$$V_{св} = 91970 - (7,7 \cdot 7,45 \cdot 311400) / 863 = 71270,7 M^3$$

**3. Объем свободного газа в пластовых условиях:**

$$V_{пл} = z \cdot V_{св} \cdot P_0 \cdot T_{пл} / P_{пл} \cdot T_0 (M^3) \quad (3),$$

где  $z$ - коэффициент сжимаемости газа

$P_0$  -атмосферное давление ,МПа;

$T_{пл}$  -пластовая температура, К;

$P_{пл}$  -пластовое давление , МПа;

$T_0$  -абсолютная температура идеального газа

$$V_{\text{пл}} = 0,88 \cdot 71270,7 \cdot 0,1 \cdot 316,3 / 7,45 \cdot 273 = 975,4 \text{ (м}^3\text{)}$$

#### 4. Общая суточная добыча в пластовых условиях составит

$$V = Q'_{\text{н}} + V_{\text{пл}} + Q_{\text{в}}, \text{ (м}^3\text{)} \quad (4)$$

$$V = 649,5 + 975,4 + 104,2 = 1729,1 \text{ м}^3$$

#### 5. Определяем необходимое количество воды

Для поддержания давления требуется ежедневно закачивать в залежь не менее указанного объема. При коэффициенте избытка  $K=1,2$  потребуется следующее количество воды (без учета поступающего в залежь объема контурной воды):

$$Q'_{\text{в}} = V K, \text{ м}^3/\text{сут} \quad (5)$$

где  $V$  - суточная добыча воды,  $\text{м}^3$

$K$  - коэффициенте избытка

$$Q'_{\text{в}} = 1729,1 \cdot 1,2 = 2074,9 \text{ м}^3/\text{сут}$$

#### 6. Приемистость нагнетательных скважин составит

$$q = \frac{2\pi k h \Delta P \varphi}{\mu \ln \frac{R}{r}} \text{ (м}^3/\text{сут.)} \quad (6)$$

$$q = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 10^{-12} \cdot 10 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 0,8}{1 \cdot 10^{-3} \ln \frac{400}{0,0075}} = 0,019 \text{ (м}^3/\text{с)} = 1642 \text{ (м}^3/\text{сут)}$$

## Практическая работа №4.1

### Расчет узлов разобщающего устройства пакера

**Цель:** Научиться рассчитывать геометрические и прочностные параметры пакера

**Задача :** Произвести расчет из условия статической прочности узла сопряжения пакера-отсекателя, пары конус-седло.

Таблица1- Исходные данные

| Параметры пакера  | Варианты                                    |      |       |       |       |
|---|---|------|-------|-------|-------|
|   | 1-5   | 6-11 | 12-17 | 18-25 | 26-31 |
| Способ посадки пакера   | Гидравлический                              |      |       |       |       |
| Диаметр проходного отверстия, мм  | 50  |      |       |       |       |
| Рабочее давление (максимальный перепад давления) ,МПа.                  | 30  | 30   | 30    | 30    | 50    |
| Присоединительная резьба труб по ГОСТ 633-80 73                         | 73  |      |       |       |       |
| Габаритные размеры, мм:   |   |      |       |       |       |
| диаметр   | 118   | 122  | 118   | 122   | 122   |
| длина   | 1835  |      |       |       |       |
| Скважинная среда  | нефть, газ, газоконденсат и пластовая вода. |      |       |       |       |
| Температура скважинной среды,   | не более 120°С.                             |      |       |       |       |
| Условный диаметр эксплуатационной колонны труб, разобщаемой пакером, мм | 168-  | 168- | 178   | 168   | 178   |
| Масса   | 83,0  |      |       |       |       |

Расчет производится из условия статической прочности узла сопряжения пакера-отсекателя, пары конус-седло, из расчета максимально создаваемой нагрузки. Принимаем материал конус-муфты и посадочного конуса одинаковы - Ст 40Х.

Нагрузки, действующие на рассматриваемую пару, одинаковы, следовательно, расчеты для посадочного конуса и конус-муфты равнозначны.

При расчетах возможны следующие допущения: бурт посадочного конуса и конус-муфты имеют конусную поверхность, и поэтому для упрощения вычислений расчет ведем по среднему диаметру бурта как для цилиндрической поверхности.

1. Определяем прочность узла,  $\phi$ , МПа:

$$\phi = \frac{P_{гидр}}{F} \cdot n \leq [\phi], \quad (1)$$

где  $n$  коэффициент запаса, принимаем  $n=2$ ;

$[\phi]$ — допустимая величина статической прочности, принимаем  $[\phi]=600$  МПа;  $P_{гидр}$  - гидравлическое давление в скважине, МПа;

$F$  - площадь среза бурта, м<sup>2</sup>.

2. Определяем гидравлическое давление в скважине  $P_{гидр}$

$$P_{гидр} = \Delta P F_{скв}, \quad (2)$$

где  $\Delta P$  - принимаем из условия необходимого превышения при глушении скважины, принимаем  $\Delta P=0,64$  МПа;

$F_{скв}$  - площадь поперечного сечения скважины, м<sup>2</sup>:

$$F_{скв} = \pi D^2 / 4 \quad (3)$$

где  $D$  - диаметр скважины

3. Определяем площадь среза бурта определяем по формуле (4):

$$F = 2 \cdot \pi R h, \quad (4)$$

где  $h$  — высота конуса,

Прежде чем выбрать высоту бурта, надо произвести расчет по динамической нагрузке и выбрать наибольшее значение высоты бурта.

При расчете бурта сделаны следующие допущения:

- удар неупругий, при ударе падающий груз не отскакивает, не возникают упругие волны;
- система обладает одной степенью свободы;
- бурт имеет конусную поверхность, для упрощения вычислений расчет ведем по среднему диаметру бурта как для цилиндрической поверхности.

4. Определяем коэффициент запаса прочности,  $n$ , МПа:

$$n = \frac{[\sigma]}{y_3}, \quad (5)$$

$$7,9 < n < 9,9.$$

где  $[\sigma]$  — допускаемое нормальное напряжение, принимаем  $[\sigma]=800$  МПа;

5. Определяем эквивалент напряжения по III теории прочности  $\sigma_3$  (МПа,) по формуле (6):

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_\partial^2 + 4\phi_\partial^2}, \quad (6)$$

где  $\sigma_\partial$  - напряжение от действия динамической нагрузки, МПа, определяется по формуле 7

$$\sigma_\partial = \sigma_{cm} \cdot k_\partial, \quad (7)$$

где  $k_\partial$  — коэффициент динамичности,  $k_\partial = 3,25$ ;

$\sigma_{cm}$  — статическое напряжение от действия нагрузки, МПа:

$$\sigma_{cm} = \frac{P_{cm}}{F_k}, \quad (8)$$

где  $F_k$  — площадь кольца бурта, м<sup>2</sup>, которая рассчитывается по формуле 9

$$F_k = \frac{p \cdot (D + d)}{2} \cdot K, \quad (9)$$

где  $K$  — поправочный коэффициент, принимаем  $K = 6,1$ :

6. Определяем силу тяжести колонны и статическое напряжение от действия нагрузки:

$P_{cm}$  - сила тяжести колонны НКТ, Н, определяемая по формуле 10:

$$P_{cm} = q L g, \quad (10)$$

где  $q$  — вес погонного метра НКТ,

$L$  — длина НКТ,

$g$  — ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>,

7. Найдем касательное напряжение от динамической нагрузки  $\tau_{\delta}$ , МПа:

$$\tau_{\delta} = \tau_{cm} \cdot k_{\delta}, \quad (11)$$

где  $\tau_{cm}$  - касательное напряжение от статической нагрузки, МПа:

$$\tau_{cm} = \frac{P_{cm}}{F_{пл.ср.б}}, \quad (12)$$

где  $F_{пл.ср.б}$  - площадь среза бурта, м<sup>2</sup>;

6. Определяем площадь среза бурта

$$F_{пл.ср.б} = \pi \cdot D \cdot h, \quad (13)$$

где  $h$  — высота бурта,

По полученным данным определяем эквивалент прочности, коэффициент запаса прочности определяем по формуле (5) и определяем выполняется ли условие прочности, а также удовлетворяет заданным требованиям выбранный размер высоты седла конуса.

#### **Практическая работа №4.2** **Выбор оснастки талевой системы**

**Цель работы:** изучение методики расчета и выбора талевой оснастки

**Задание:** Произвести расчет талевой оснастки, выбрать схему и талевый канат.

Выбрать оснастку талевой системы, изобразить схему талевой системы.

1. Для начала необходимо определить максимальную, вертикальную нагрузку, действующую на мачту, которая складывается из нескольких составляющих, как показано в формуле (1)

$$P_{\max} = P_{кр} + P_{хк} + P_{нк} + P_{мс}, \quad (1)$$

где:  $P_{кр}$  - максимальная нагрузка, действующая на крюк, кН;

$P_{хк}$ ,  $P_{нк}$  - натяжение соответственно ходового и неподвижного концов талевого каната, кН;

$P_{мс}$  - вес талевой системы, кН.

2. Следующим этапом определяем вес колонны насосно-компрессорных труб, спускаемых в скважину по формуле (2)

$$G_{кр} = q_{нкп} \cdot L + q_m \cdot (L/l), \quad (2)$$

где  $q_{нкп}$  – вес 1 м гладкой насосно-компрессорной трубы, Н (приложения, табл. 1.3);

$L$  – длина колонны, м;

$q_m$  – вес муфтового соединения НКТ, Н;

$l$  – средняя длина трубы, м.

При выполнении расчетов веса колонны НКТ вес труб и муфт необходимо перевести в Н, т.к. в таблице 1.3 приложений он дан в килограммах.

3. Определить статическую нагрузку, действующую на крюк, с учетом облегчения веса труб в буровом растворе

$$P_{кр} = K \cdot G_{к} \cdot \left( 1 - \frac{\rho_{бр}}{\rho_{м}} \right), \quad (3)$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий затяжки и прихват колонны ( $K = 1,25 \dots 1,30$ );

$G_{к}$  – вес колонны, кН;

$\rho_{бр}$ ,  $\rho_{м}$  – плотность соответственно бурового раствора и материала труб, кг/м<sup>3</sup>.

Исходя из максимальной нагрузки на крюке, для производства ремонтных работ в данной скважине в первом приближении выбираем подъемный агрегат оборудованный вышкой–мачтой грузоподъемностью соответствующей расчетной максимальной нагрузке (приводится техническая характеристика установки). В соответствии с выбранной установкой подбираем комплект оборудования талевой системы (приводятся технические характеристики выбранного оборудования).

4. Рассчитать вес талевой системы

$$P_{мс} = q_{кб} + q_{тб} + q_{кр}, \quad (4)$$

где  $q_{кб}$  – вес кронблока КБЭР;

$q_{тб}$  – вес талевого блока;

$q_{кр}$  – вес крюка.

5. Число рабочих струн оснастки талевой системы определяем по формуле

$$n = P_{кр} / P_{Imm} \cdot \eta_{мс}, \quad (5)$$

где  $P_{Imm}$  – наибольшее тяговое усилие на набегающем конце талевого каната на  $I$  скорости (берётся характеристики выбранной установки);

$\eta_{мс}$  – к. п. д. талевой системы.

КПД талевой системы зависит от числа шкивов, кронблока и талевого блока.

| Число шкивов        | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| КПД талевой системы | 0,95 | 0,94 | 0,92 | 0,90 | 0,88 | 0,87 | 0,85 | 0,84 | 0,82 | 0,81 |

Согласно расчету принимаем оснастку в соответствии с оснасткой выбранной установки.

Количество струн принимаем равным в соответствии с талевой оснасткой выбранной установки (при оснастке 2х3 –  $n = 4$ ; при оснастке 3х4 –  $n = 6$  и т.д.).

6. Определить допустимую глубину спуска колонны НКТ с учетом выбранной оснастки

$$L_{дон} = \frac{P_{Imm} \cdot (\beta^n - 1)}{q' \cdot \beta^n \cdot (\beta - 1)}, \quad (6)$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий трение в подшипниках шкивов и каната о шкивы (равен 1,03–1,04, принимаем 1,03);

$P_{тк}$  – максимальное натяжения каната, Н (берется из характеристики выбранной установки);

$n$  – число струн талевой оснастки (число струн талевой оснастки без ходового и неподвижного концов,

$q'$  – вес 1 м НКТ с учетом веса муфт, Н

$$q' = G_{кр} / L, \quad (7)$$

где  $L$  длина колонны НКТ, м;

$G_{кр}$  – вес колонны насосно-компрессорных труб, спускаемых в скважину, рассчитанный по формуле (2).

По результатам расчёта и выбранной оснастке необходимо сделать вывод, можно ли проводить работы в скважине с насосно-компрессорными трубами, которые заданы (по условию задания) на проектную глубину.

7. Определить натяжение ходового и неподвижного концов, а также натяжение рабочих струн талевых канатов. При подъеме колонны труб наибольшее натяжение возникает в ходовом конце талевых канатов, наименьшее – в неподвижном.

8. При подъеме колонны натяжение ходового конца талевых канатов определяют по формуле

$$P_{хк} = (P_{кр} + P_{об}) \cdot \frac{\beta^n \cdot (\beta - 1)}{\beta^n - 1}, \quad (8)$$

где  $P_{об}$  – вес поднимаемого оборудования (например, якоря и отсекателя  $P_{об} = 8,0$  кН).

9. Определить натяжение неподвижного конца талевых канатов по формуле

$$P_{нк} = (P_{кр} + P_{об}) \cdot \frac{\beta - 1}{\beta(\beta^n - 1)} \text{ кН} \quad (9)$$

10. Подставляя полученные цифровые значения в формулу (1.1), получим:

$$P_{\max} = P_{кр} + P_{хк} + P_{нк} + P_{тс},$$

Принимаем  $P_{\max}$  (округляя до целого числа) и делаем заключение (соответствует или нет выбранная предварительно установка заданным условиям).

### Практическая работа №4.3

#### Расчет натяжения в струнах талевой системы

**Цель работы:** Научиться определять натяжение ветвей талевой системы. Научиться выбирать талевый канат по разрывному усилию.

**Задание :** произвести расчет натяжения в струнах талевой системы

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 с группой канатных шкивов, устанавливаемый на вершине вышки; талевый блок, образующий группу подвижных шкивов; крюк, подвешиваемый к талевому блоку; канат, пропускаемый через шкивы кронблока и талевых блоков: первый

(мертвый конец) прикрепляется механизму крепления неподвижного конца талевого каната , второй (ходовой конец) крепится к буровой лебедке.

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

Оснастка талевой системы обозначается 4х5, 5х6, 6х7. 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. Торец каждой оси установлен на прочной опоре, которая надёжно зафиксирована стопорными болтами. Оси отличаются по длине, по диаметру, в зависимости от конструкционной 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.

#### 1. 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 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  $\beta$ .

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 расхождения:

$$P_{кр} = 1,15 \cdot Q_0 \cdot g,$$

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:

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

где  $Q_{\text{об}}$  – масса поднимаемого оборудования талевой системы;  
 $\beta$  – коэффициент сопротивления шкива.

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

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

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

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

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

7. Подобрать по ГОСТ 16853-88 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 талевой системы заданной оснастки. Пронумеровать рабочие ветви талевого каната, начиная с ближайшей к ходовому концу. Изобразить на схеме натяжение всех ветвей талевого каната.

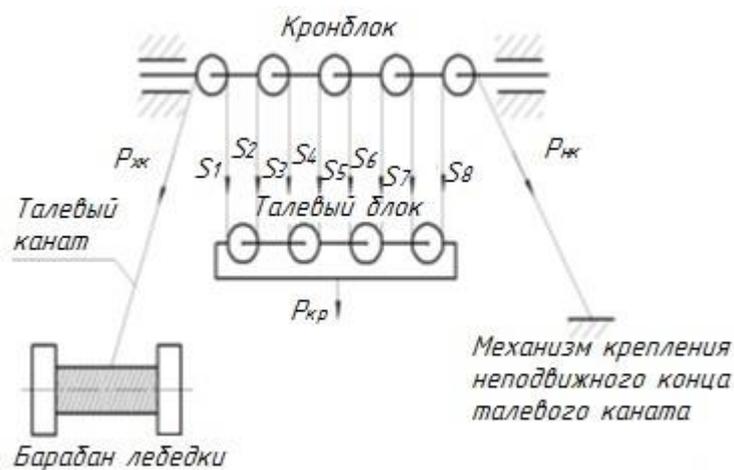


Рисунок 1 – Схема талевой систем

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

$$S_1 = P_{\text{хк}} / \beta; S_2 =$$

$$S_1 / \beta;$$

.....

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

от 2 до  $n$ .

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

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

11. По результатам выполнения работы сделать выводы.

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

| № 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, $\beta$ |
|------------|-----------------------------------|---|---|--------------------------|--|
| 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 №4.4

### Расчет и выбор талевого каната

**Цель работы:** Научиться производить выбор талевого каната и выполнять его проверочный расчет

**Задание :** Выполнить прочностной расчет талевого каната

#### Последовательность выполнения работы

1. Определить число рабочих струн (ветвей)  $n$  талевой системы 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.

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

$$L_{\text{кс}} = 1,05 \cdot l_{\text{с}} \cdot n,$$

где  $l_{\text{с}}$  – номинальная длина свечи,  $l_{\text{с}} = 25$  м.

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

$$a = \frac{B_{\text{б}} \cdot \beta_{\text{н}}}{d_{\text{к}}},$$

где  $B_{\text{б}}$  – длина бочки барабана;

$d_{\text{к}}$  – диаметр талевого каната;

$\beta_{\text{н}}$  – коэффициент неравномерности навивки каната на барабан,  $\beta_{\text{н}} = 0,92 \dots 0,95$ .

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

$$D_1 = D_{\text{б}} + d_{\text{к}},$$

где  $D_{\text{б}}$  – 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  $L_{\text{к}}$  по формуле:

$$L_{\text{к}} = L_{\text{кс}} + l_0.$$

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:

$$D_z = D_{\text{б}} + d_{\text{к}} + \alpha \cdot (2 \cdot z - 2) \cdot d_{\text{к}},$$

где  $\alpha$  – 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:

$$D_2 = D_{\text{б}} + d_{\text{к}} + \alpha \cdot (2 \cdot 2 - 2) \cdot d_{\text{к}} = D_{\text{б}} + d_{\text{к}} + 2 \cdot \alpha \cdot d_{\text{к}}.$$

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  $z_{\text{max}}$  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 коэффициент полезного действия талевого системы.

$$\eta_{m.c} = \frac{\beta^{2n} - 1}{2n \cdot \beta^{2n} \cdot (\beta - 1)},$$

где  $\beta = 1.03$  коэффициент сопротивления шкива.

13. Определить натяжение ходового конца талевого каната

$$P_{x.k} = \frac{Q_{kp} + Q_{m.c}}{2n \cdot \eta_{m.c}}$$

14. Определить разрывное усилие каната

$P_{\text{разр}} = P_{x.k}$  [К], приняв  $[K] = 3,5$  и по таблице 5 выбрать талевый канат.

15. Выписать необходимые данные каната

$P_{\text{разр}} = \text{кН}$ ,  $d_k = \text{мм}$ ,  $F_k = \text{мм}^2 = \text{мм}$  (3-го слоя)  $\delta$ ,  $\sigma_v = \text{МПа}$

16. Определить суммарное напряжение в канате

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{P_{x.k}}{F_k} + \frac{3}{8} E_k \cdot \frac{\delta}{D_b}, \text{ МПа}$$

принять модуль упругости каната  $E_k = 1.105 \text{ МПа}$

6. Определить фактический коэффициент запаса прочности каната

$$K = \frac{\sigma_v}{\sigma_{\text{сум}}}$$

7. Сделать вывод о соответствии требованиям выбранного каната.

Таблица 1 - Характеристики талевых канатов ЛК-РО  $6 \times 1 + 6 + (6 \times 6) + 12 = 186$  (ГОСТ 16853-79)

| Диаметр каната, мм | Площадь сечения, мм | Удельная масса, кг/м | Разрывное усилие каната в целом в кН при временном сопротивлении проволоки, МПа |      | Диаметр проволок внешнего слоя, мм |
|--------------------|---------------------|----------------------|---|------|------------------------------------|
|                    |                     |                      | 1766  | 1960 |                                    |
| 22                 | 204                 | 1,9                  | 320   | 355  | 1                                  |
| 25                 | 300,6               | 2,66                 | 460   | 510  | 1,6                                |
| 28                 | 370,3               | 3,38                 | 520   | 578  | 1,8                                |
| 32                 | 464,99              | 4,25                 | 711   | 789  | 2                                  |
| 35                 | 564,23              | 5,05                 | 863   | 958  | 2,2                                |
| 38                 | 671,6               | 5,98                 | 1027  | 1140 | 2,4                                |
| 41,3               | 712                 | 6,6                  | 1120  | 1240 | 2,6                                |

|      |   |     |      |      |     |
|------|---|-----|------|------|-----|
| 44,5 | - | 8,2 | 1200 | 1350 | 2,8 |
|------|---|-----|------|------|-----|

### Практическая работа №4.5

#### Тема: Расчет зарезки и бурения второго ствола

**Цель:** научиться рассчитывать параметры зарезки второго ствола

**Задание:** Определить диаметр и тип долота, которым будут бурить второй ствол, рассчитать длину вскрываемого окна комбинированным райбером в эксплуатационной колонне и выбрать режим бурения

Исходные данные:

- наружный диаметр эксплуатационной колонны 168 мм;
- наружный диаметр бурильных труб – 89 мм;
- отклонение второго ствола от старого  $A=130$  м;
- вертикальная проекция второго ствола  $H=200$  м;
- порода в интервале зарезки второго ствола - известняки

Решение:

1. Выбор диаметра долота. Максимальный диаметр эксплуатационной колонны или хвостовика, который будет спускаться во второй ствол, определяется в зависимости от диаметра основной колонны, в которой делалась вырезка окна для второго ствола. Диаметр долота, которым будет буриться второй ствол, определяется по формуле ( 1):

$$D_d = D_n - 2\delta, \text{ мм}, \quad (1)$$

где  $D_n$  - наружный диаметр колонны, в которой будет производиться вырезание окна, мм;

$\delta = 14 \div 15$  мм – зазор между наружным диаметром колонны и долотом.

$$D_d = 168 - 2 \cdot 14 = 140 \text{ мм}$$

2. Выбор диаметра эксплуатационной колонны. Диаметр эксплуатационной колонны спускаемой во второй ствол, определяется по формуле ( 2):

$$D_k = D_d - 2\delta_1, \text{ мм}, \quad (2)$$

где  $D_d$  - диаметр долота, мм;

$\delta_1$  – зазор между стенкой скважины и наружным диаметром спускаемой колонны, мм:  $\delta_1=22$  мм,

$$D_k = 140 - 2 \cdot 22 = 96 \text{ мм}$$

Значения зазора  $\delta_2$  составит:

$$2\delta_2 = 168 - 96 = 72 \text{ мм}; \delta_2 = 36 \text{ мм}$$

Проектирование конструкции скважин заканчивается сравнением диаметров спускаемой колонны с колонной, в которой велись работы по формуле (3):

$$D_n - D_k \geq 2\delta_2,$$

что соответствует нашим расчетам.

После определения соответствия диаметров колонн, определяется диаметр райбера, которым будет вырезаться окно в колонне:

$$D_p = D_d + (2 \div 3), \text{ мм}, \quad (4)$$

$$D_p = 140 + 2 = 142 \text{ мм}$$

В соответствии с технической характеристикой райберов, выбираем райбер диаметром 168 мм.

3. Выбор типа отклонителя. Перед спуском отклонителя скважина проверяется шаблоном (направлением). Диаметр шаблона выбирается в зависимости от диаметра отклонителя и определяется по формуле (5):

$$D_{\text{ш}} = D_{\text{откл}} + (3 \div 4), \text{ мм}, \quad (5)$$

$$D_{\text{ш}} = 168 + 3 = 171 \text{ мм}$$

Длина шаблона выбирается в зависимости от длины отклонителя и определяется по формуле (6):

$$L_{\text{ш}} = L_{\text{откл}} + (2 \div 3), \text{ м}, \quad (6)$$

$$L_{\text{ш}} = 4,6 + 3 = 7,6 \text{ м}$$

Таким образом, после завершения работ по резке и бурению второго ствола скважина будет иметь двухсекционную эксплуатационную колонну диаметром 168 и 96 мм.

4. Определение максимального угла наклона второго ствола. Отклонение нового забоя от старого должно быть больше радиуса зоны выработки, т.е. второй ствол должен пройти за пределы зоны выработки (рисунок 1).

Зенитный угол отклонения второго ствола скважины от основного определяется по формуле (7):

$$\text{tg } \alpha = \frac{A}{H}, \quad (7)$$

где  $A$  – смещение забоя второго ствола;

$H$  – вертикальная проекция второго ствола.

$$\text{tg } \alpha = \frac{130}{200} = 0,065, \text{ т.е. } \alpha = 8^\circ$$

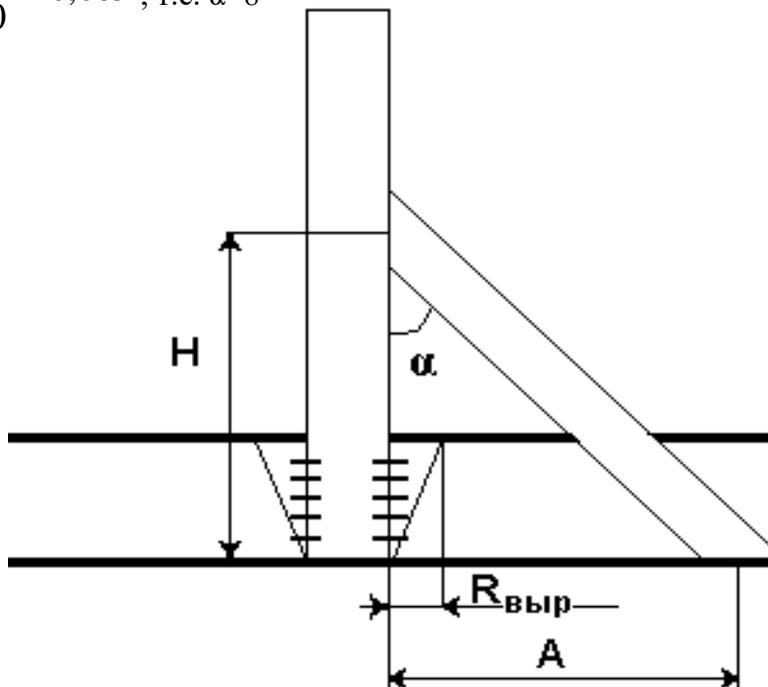


Рисунок 1 – Схема резки второго ствола

Длина вскрываемого окна, определяется по формуле (8).

$$l = d_k \cdot \operatorname{ctg} \alpha - \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot \sin \alpha} + \frac{h}{2} \text{ (мм)}, \quad (8)$$

где  $d_k$  – внутренний диаметр колонны, в которой вырезается окно;

$\alpha$  – угол наклона скоса отклонителя;

$d_1$  – наружный диаметр райбера;

$d_2$  – наименьший диаметр райбера;

$h$  – длина райбера.

$$l = 168 \cdot 22,904 - \frac{160 - 62}{2 \cdot 0,0523} + \frac{452}{2} = 3137 \text{ мм}$$

Таким образом, длина вскрываемого окна равна 3,1 м.

5. Определение осевой нагрузки на долото и типа долота. Осевая нагрузка на долото создается за счет веса нижней части бурильной колонны. При увеличении нагрузки на долото механическая скорость бурения вначале интенсивно растет до возможного максимального значения, а затем уменьшается. Таким образом, существует критическое значение осевой нагрузки на долото, превышение которой нерационально.

Осевую нагрузку на долото выбирают с учетом показателей механических свойств горных пород и конструктивных данных площади контакта рабочих элементов долота с забоем и определяют по формуле (2.9):

$$P_d = \alpha \cdot P \cdot F_k, \quad (9)$$

где  $\alpha$  – эмпирический коэффициент, учитывающий влияние забойных условий на изменение твердости ( $\alpha=0,3-1,59$ );

$P$  – твердость породы по Шрейнеру:

глины, глинистые сланцы – 2-17 МПа

песчаники и алевролиты – 2-33 МПа

ангидриты – 10-15 МПа

известняки – 8-25 МПа

доломиты – 10-32 МПа

кремний и окремненные породы – 36-70 МПа

$F_k$  – площадь контакта зубьев долота с забоем, мм<sup>2</sup> (определяется по формуле (10):

$$F_k = \frac{D \cdot \eta \cdot \delta}{2} \text{ (мм}^2\text{)}, \quad (10)$$

где  $D$  – диаметр долота, мм;

$\eta$  – коэффициент перекрытия,  $\eta = 1$ ;

$\delta$  – притупление зубьев долота  $\delta = 1,15$ , мм:

$$F_k = \frac{140 \cdot 1 \cdot 1,15}{2} = 80,5 \text{ мм}^2.$$

Отсюда

$$P_d = 0,8 \cdot 8 \cdot 80,5 = 515 \text{ кН}$$

6. Определение подачи насоса. Расход промывочной жидкости определяют с учетом условия полной очистки забоя скважины от выбуренной породы и выноса ее на поверхность. Это в значительной степени зависит от скорости восходящего потока в затрубном пространстве, которую поддерживают при роторном способе бурения в пределах 0,8-1,2 м/с. При турбинном способе бурения скорость восходящего потока принимают 1,1-1,2 м/с.

Таким образом, подача насоса определяется по формуле (11):

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_{mp}^2) \cdot V_{II}, \quad (11)$$

где  $D_o$  – диаметр долота, мм;  $D_{mp}$  – наружный диаметр буровых труб, мм;  
 $V_{II}$  – скорость восходящего потока в затрубном пространстве (1,1-1,2 м/с).

$$Q = 0,785 \cdot (0,14^2 - 0,089^2) \cdot 1,1 = 0,0101 \text{ м}^3 / \text{с} = 10,1 \text{ л} / \text{с}.$$

Контрольные вопросы:

1. Область применения
2. Назначение метода зарезки и бурения второго ствола
3. Критерии отбора и классификации скважин для их восстановления путем бурения второго ствола
4. Выбор способа и места в колонне для вскрытия "окна"
5. Техника и технология проведения зарезки второго ствола

### Практическая работа №4.5

#### Тема: Гидравлический расчет обратной промывки забойных песчаных пробок

**Цель:** Научиться проводить расчет прямой промывки

**Задача:** Определить потери напора на гидравлические сопротивления, давление на забое скважины,

Определяем потери напора на гидравлические сопротивления при движении жидкости в затрубном пространстве между 168мм и 73мм трубами по формуле:

$$h_1 = \lambda \frac{H}{D_e - d_e} \cdot \frac{v_n^2}{2g}$$

Подставляя численные значения величин, входящих в формулу (1.) будем иметь для работы агрегата:

$$h_{1I} = 0,035 \frac{1120}{0,128 - 0,06} \cdot \frac{0,365^2}{2 \cdot 9,81} = 3,9 \text{ м}$$

$$h_{1II} = 0,035 \frac{1120}{0,128 - 0,06} \cdot \frac{0,535^2}{2 \cdot 9,81} = 8,4 \text{ м}$$

$$h_{1III} = 0,035 \frac{1120}{0,128 - 0,06} \cdot \frac{0,807^2}{2 \cdot 9,81} = 19,13 \text{ м}$$

$$h_{1IV} = 0,035 \frac{1120}{0,128 - 0,06} \cdot \frac{1,239^2}{2 \cdot 9,81} = 45,2 \text{ м}$$

Определяем потери напора на гидравлические сопротивления при движении смеси жидкости с песком в 60 мм трубах по формуле:

$$h_2 = \varphi \lambda \frac{H}{d_n} \cdot \frac{v_n^2}{2g}$$

где  $v_n$  – скорость восходящего потока (равна скорости нисходящего потока  $v_n$  при прямой промывке). В расчетах воспользуемся значениями скоростей, (Приложение).

Подставляя значения в формулу, получим:

$$h_{2_I} = 1,02 \cdot 0,037 \frac{1120}{0,048} \cdot \frac{1,911^2}{2 \cdot 9,81} = 163,9 \text{ м}$$

$$h_{2_{II}} = 1,02 \cdot 0,037 \frac{1120}{0,048} \cdot \frac{2,817^2}{2 \cdot 9,81} = 356,16 \text{ м}$$

$$h_{2_{III}} = 1,02 \cdot 0,037 \frac{1120}{0,048} \cdot \frac{4,225^2}{2 \cdot 9,81} = 801,18 \text{ м}$$

$$h_{2_{IV}} = 1,02 \cdot 0,037 \frac{1120}{0,048} \cdot \frac{6,489^2}{2 \cdot 9,81} = 1889,88 \text{ м}$$

Определяем потери напора на уравновешивание разности плотности жидкостей в промывочных трубах и в кольцевом пространстве по формуле К.А. Апресова, в которую вместо площади сечения кольцевого пространства подставляют площадь внутр. Сечения 60 мм труб, равную 28см<sup>2</sup>. Следовательно имеем следующее значение h<sub>3</sub>

$$h_{3_I} = \frac{(1 - 0,3)129 \cdot 14}{28} \left[ \frac{2600}{1000} \left( 1 - \frac{9,5}{191,1} \right) - 1 \right] = 66,4 \text{ м}$$

$$h_{3_{II}} = \frac{(1 - 0,3)129 \cdot 14}{28} \left[ \frac{2600}{1000} \left( 1 - \frac{9,5}{281,7} \right) - 1 \right] = 68,28 \text{ м}$$

$$h_{3_{III}} = \frac{(1 - 0,3)129 \cdot 14}{28} \left[ \frac{2600}{1000} \left( 1 - \frac{9,5}{422,5} \right) - 1 \right] = 70,06 \text{ м}$$

$$h_{3_{IV}} = \frac{(1 - 0,3)129 \cdot 14}{28} \left[ \frac{2600}{1000} \left( 1 - \frac{9,5}{648,9} \right) - 1 \right] = 70,5 \text{ м}$$

Гидравлические потери напора в шланге и вертлюге при обратной промывке отсутствуют h<sub>4</sub> + h<sub>5</sub> = 0.

Определяем потери напора h<sub>6</sub> на гидравлические сопротивления в нагнетательной линии. Они будут такими, как и в прямой промывке:

на I скорости h<sub>6 I</sub> = 7,17 м;

на II скорости h<sub>6 II</sub> = 15,58 м;

на III скорости h<sub>6 III</sub> = 35,06 м;

на IV скорости h<sub>6 IV</sub> = 82,71 м;

Определяем давление на забое скважины при обратной промывке:

$$P_{заб_I} = \frac{1}{10^6} \cdot 10^3 \cdot 9,81(1120 + 163,136 + 66,4) = 13,2 \text{ мПа}$$

$$P_{заб_{II}} = \frac{1}{10^6} \cdot 10^3 \cdot 9,81(1120 + 356,16 + 66,28) = 14,85 \text{ мПа}$$

$$P_{заб_{III}} = \frac{1}{10^6} \cdot 10^3 \cdot 9,81(1120 + 801,18 + 70,06) = 19,5 \text{ мПа}$$

$$P_{заб_{IV}} = \frac{1}{10^6} \cdot 10^3 \cdot 9,81(1120 + 1889,88 + 82,71) = 30,3 \text{ мПа}$$

Определяем мощность, необходимую для промывки скважины от песчаной пробки :

$$N_I = \frac{2,36 \cdot 10^6 \cdot 3,8 \cdot 10^{-3}}{10^3 \cdot 0,8} = 11,21 \text{ кВт}$$

$$N_{II} = \frac{4,39 \cdot 10^6 \cdot 5,6 \cdot 10^{-3}}{10^3 \cdot 0,8} = 30,73 \text{ кВт}$$

$$N_{III} = \frac{9,078 \cdot 10^6 \cdot 8,4 \cdot 10^{-3}}{10^3 \cdot 0,8} = 95,319 \text{ кВт}$$

$$N_{IV} = \frac{20,48 \cdot 10^6 \cdot 12,9 \cdot 10^{-3}}{10^3 \cdot 0,8} = 330,24 \text{ кВт}$$

кВт,

Работа установки на IV скорости невозможно. Сравнивая мощности, необходимые для промывки при прямой и обратной промывках, можно убедиться что мощности при обратной промывке больше, чем при прямой.

Коэффициент использования максимальной мощности установки определяем по формуле

$$K = \frac{N}{N_{\max}} \cdot 100$$

$$K_I = \frac{11,21}{83} \cdot 100 = 13,5\%$$

$$K_{II} = \frac{30,73}{83} \cdot 100 = 37\%$$

$$K_{III} = \frac{95,319}{83} \cdot 100 = 114\%$$

Определяем скорость подъема размытого песка по формуле :

$$V_{\Pi} = V_B - V_{кр}$$

$$v_{nI} = 1,911 - 0,095 = 1,816 \text{ м/с}$$

$$v_{nII} = 2,817 - 0,095 = 2,722 \text{ м/с}$$

$$v_{nIII} = 4,225 - 0,095 = 4,13 \text{ м/с}$$

Продолжительность подъема размытого песка вычисляем по формуле:

$$t = \frac{H}{v_n}$$

$$t_I = \frac{1120}{1,816} = 616,74 \text{ с}$$

$$t_{II} = \frac{1120}{2,722} = 411,462 \text{ с}$$

$$t_{III} = \frac{1120}{4,13} = 271,186 \text{ с}$$

Размывающую силу струи жидкости по формуле (6), в которой вместо  $f$  представляем значение площади кольцевого пространства между 146мм эксплуатационной колонны и 60мм промывочными трубами ( $f=101 \text{ см}^2$ ):

$$P_I = 2 \cdot 10^2 \cdot \frac{3,8^2}{129 \cdot 101} = 0,221 \text{ е} \dot{\text{л}} \dot{\text{а}}$$

$$P_{II} = 2 \cdot 10^2 \cdot \frac{5,6^2}{129 \cdot 101} = 0,48 \text{ е} \dot{\text{л}} \dot{\text{а}}$$

$$P_{III} = 2 \cdot 10^2 \cdot \frac{8,4^2}{129 \cdot 101} = 1,083 \text{ е} \dot{\text{л}} \dot{\text{а}}$$

### Практическая работа № 4.7

#### Тема: Расчет очистки от песчаных пробок гидробуром

Песчаные пробки можно удалять без спуска в скважину промывочных труб. Для этой цели применяют гидробур, спускаемый на канате. После удара о пробку гидробур поднимают на 2-3 м и вновь ударяют долотом о ее поверхность. Во время очередного подъема плунжер засасывает жидкость с песком из-под долота, затем песок попадает в желонку, а жидкость в поршневой насос. При таких ударах в несколько приемов в гидробур засасывается осевшая на забое песчаная пробка. Во избежание образования петель каната в колонне или большого его натяга и обрыва рекомендуется работы проводить на I или II скорости подъемника. Исходные данные для расчета приведены в таблице 6.

Таблица 1 – Исходные данные.

| Параметры:  | Обозн.             | Знач.  |
|---|--------------------|--------|
| Диаметр эксплуатационной колонны, мм                        | $D_{\text{экс}}$   | 168    |
| Глубина скважины, м   | $H$                | 1150   |
| Мощность песчаной пробки, м                                 | $h$                | 20     |
| Диаметр каната, мм  | $d_k$              | 15     |
| Вес одного канатного метра, Н                               | $q$                | 8,04   |
| Плотность песчаной пробки, кг/м <sup>3</sup>                | $\rho_{\text{п}}$  | 2000   |
| Плотность жидкости в скважине, кг/м <sup>3</sup>            | $\rho_{\text{ж}}$  | 850    |
| Вес гидробура, Н  | $G_2$              | 1960   |
| Рабочий объем желонки, м <sup>3</sup>                       | $V_{\text{ж}}$     | 0,033  |
| Объем жидкости в цилиндре насоса, м <sup>3</sup>            | $V_{\text{н}}$     | 0,0045 |
| Диаметр барабана лебедки, мм                                | $D_6$              | 420    |
| Длина барабана, см  | $L_6$              | 80     |
| Частота вращения барабана на IV скорости, об/мин            | $n_{64}$           | 211    |
| Общий механический к.п.д. передачи от двигателя до барабана | $\eta_{\text{ср}}$ | 0,82   |
| Время на заполнение желонки с водой                         | $t_2$              | 3      |
| Время на разгрузку, мин                                     | $t_4$              | 6      |
| Частота вращения барабана на II скорости, об/мин            | $n_{62}$           | 188,8  |

1. Определяем вес песка и жидкости в гидробуре по формуле:

$$G_3 = (V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{п}} + V_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{ж}}) \cdot g, \text{ Н} \quad (1)$$

где  $V_{\text{ж}}$  - Рабочий объем желонки, м<sup>3</sup>;

$\rho_{\text{п}}$  - Плотность песчаной пробки, кг/м<sup>3</sup>;

$V_{\text{н}}$  - Объем жидкости в цилиндре насоса, м<sup>3</sup>;

$\rho_{\text{ж}}$  - Плотность жидкости в скважине, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, 9,81.

$$G_3 = (0,033 \cdot 2000 + 0,0045 \cdot 850) \cdot 9,81 = 684,98 \text{ Н}$$

1. Определяем вес гидробура, заполненного жидкостью с песком по формуле:

$$G_1 = G_2 + G_3, \text{ Н} \quad (2)$$

где  $G_2$  - Вес гидробура, Н;

$G_3$  - Вес песка и жидкости в гидробуре, Н.

$$G_1 = 1960 + 684,98 = 2644,98 \text{ Н}$$

2. Определяем вес поднимаемого груза по формуле:

$$Q = q \cdot H + G_1, \text{ Н} \quad (3)$$

где  $H$  - Глубина скважины, м;

$q$  – Вес одного канатного метра, Н;

$G_1$  - Вес гидробура, заполненного жидкостью с песком, Н.

$$Q = 8,04 \cdot 1150 + 2644,98 = 11,89 \text{ кН}$$

3. Определяем максимальный диаметр навивки каната на барабан лебедки по формуле:

$$D_{\max} = D_6 + d_k + a \cdot (2 \cdot z - 2) \cdot d_k, \text{ м} \quad (4)$$

где  $D_6$  - Диаметр барабана лебедки, мм;

$d_k$  - Диаметр каната, мм;

$a$  - коэффициент, учитывающий расстояние между рядами навивки барабана, 0,9;

$z$  - число рядов каната на барабане, 14.

$$D_{\max} = 420 + 15 + 0,9 \cdot (2 \cdot 14 - 2) \cdot 15 = 0,786 \text{ м}$$

5. Определяем минимальный диаметр навивки каната на барабан лебедки по формуле:

$$D_{\min} = \sqrt{D_{\max} - \frac{110 \cdot d_k \cdot H}{L_6 - d_k}}, \text{ м} \quad (5)$$

где  $D_{\max}$  – максимальный диаметр навивки каната на барабан лебедки, м;

$d_k$  - Диаметр каната, мм;

$H$  - Глубина скважины, м;

$L_6$  - Длина барабана, см.

$$D_{\min} = \sqrt{0,786 - \frac{110 \cdot 15 \cdot 1150}{80 - 15}} = 0,52 \text{ м}$$

6. Определяем средний диаметр навивки каната на барабан лебедки по формуле:

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_{\min} + D_{\max}}{2}, \text{ м} \quad (6)$$

где  $D_{\min}$  – минимальный диаметр навивки каната на барабан лебедки, м;

$D_{\max}$  – максимальный диаметр навивки каната на барабан лебедки, м/

$$D_{\text{ср}} = \frac{0,786 + 0,52}{2} = 0,653 \text{ м}$$

7. Определяем мощность двигателя для подъема гидробура на IV скорости по формуле:

$$N = \frac{Q \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{64}}{19,1 \cdot n_{\text{ср}}}, \text{ кВт} \quad (7)$$

где  $\eta_{\text{ср}}$  – Общий механический к.п.д. передачи от двигателя до барабана;

$n_{64}$  - Частота вращения барабана на IV скорости, об/мин;

$Q$  - Вес поднимаемого груза;

$D_{\text{ср}}$  - Средний диаметр навивки каната на барабан лебедки, м;

$$N = \frac{11891 \cdot 0,653 \cdot 211}{19,1 \cdot 0,82} = 104,6 \text{ кВт}$$

8. Определяем скорость подъема гидробура на IV скорости по формуле:

$$V_{\pi} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{64}}{60}, \text{ м/с} \quad (8)$$

где  $D_{\text{ср}}$  - Средний диаметр навивки каната на барабан лебедки, м;

$\pi$  – 3,14;

$n_{64}$  - Частота вращения барабана на IV скорости, об/мин.

$$V_{\pi} = \frac{3,14 \cdot 0,653 \cdot 211}{60} = 7,21 \text{ м/с}$$

9. Определяем скорость спуска гидробура на II скорости по формуле:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_{62}}{60}, \text{ м/с} \quad (9)$$

где  $D_{cp}$  - Средний диаметр навивки каната на барабан лебедки, м;

$\pi$  – 3,14;

$n_{62}$  - Частота вращения барабана на II скорости, об/мин.

$$V_c = \frac{3,14 \cdot 0,653 \cdot 188,8}{60} = 6,45 \text{ м/с}$$

10. Определяем время спуска гидробура по формуле:

$$t_1 = \frac{H}{V_c \cdot 60}, \text{ МИН} \quad (10)$$

где  $H$  - Глубина скважины, м;

$V_c$  – скорость спуска гидробура на II скорости, м/с;

$$t_1 = \frac{1150}{6,45 \cdot 60} = 2,97 \text{ МИН}$$

11. Определяем время подъема гидробура по формуле:

$$t_3 = \frac{H}{V_{II} \cdot 60}, \text{ МИН} \quad (11)$$

где  $H$  - Глубина скважины, м;

$V_{II}$  – скорость подъема гидробура на IV скорости, м/с;

$$t_3 = \frac{1150}{7,21 \cdot 60} = 2,66 \text{ МИН}$$

12. Определяем продолжительность одного рейса гидробура по формуле:

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \text{ МИН} \quad (12)$$

где  $t_1$  - время спуска гидробура, мин;

$t_2$  – время на заполнение желонки с песком, мин;

$t_3$  – время подъема гидробура, мин;

$t_4$  – время на разгрузку, мин.

$$T = 2,97 + 3 + 2,66 + 6 = 14,63 \text{ МИН}$$

13. Определяем количество рейсов для очистки скважины, учитывая, что за 1 рейс выносятся 1,8 м песчаной пробки по формуле:

$$n = \frac{h}{1,8} \quad (13)$$

где  $h$  - мощность песчаной пробки, м.

$$n = \frac{20}{1,8} = 11,11 \approx 12.$$

Для очистки скважин от песчаной пробки, необходимая мощность двигателя для подъема гидробура на IV скорости, будет составлять 104,6 кВт при весе гидробура, наполненного песком и жидкостью в 2644,98 Н.

Скорость спуска гидробура равна 6,45 м/с, за 2,97 минут, а скорость подъема – 7,21 м/с за 2,66 минут.

Продолжительность одного рейса для очистки скважины составляет 14,63 минуты, учитывая, что за один рейс выносятся 1,8 м песчаной пробки необходимо произвести 12 рейсов.

## Практическая работа № 4.8 Расчет параметров гидроразрыва пласта в скважине

Исходные данные для проведения расчета гидроразрыва пласта в скважине:

Плотность породы – 2600 кг/м<sup>3</sup>; Верхний интервал перфорации – 2653 м; Нижний интервал перфорации – 2690 м; Внутренний диаметр обсадной колонны – 0,25 м; Пластовое давление – 20 МПа; Коэффициент Пуассона горной породы – 0,3 доли ед.; Модуль упругости пород – 104 МПа; Темп закачки жидкости разрыва – 0,02 м<sup>3</sup>/с; Радиус контура питания – 200 м; Плотность жидкости разрыва – 1011 кг/м<sup>3</sup>; Плотность песка – 2500 кг/м<sup>3</sup>; Концентрация проппанта в 1 м<sup>3</sup> жидкости – 300 кг/м<sup>3</sup>; Вязкость жидкости разрыва – 0,285 Па×с; Рабочее давление агрегата – 29 МПа; Подача одного агрегата при P<sub>раб</sub> – 0,0146 м<sup>3</sup>/с; Внутренний диаметр НКТ – 0,0759 м; Проницаемость призабойной зоны – 0,0345 мкм<sup>2</sup>; Эффективная толщина пласта – 22 м; Коэффициент технического состояния – 0,5 доли ед.; Количество песка – 0,5 кг; Тип проппанта 16/20 ForeProp 12/18 ForeProp(RCP)

1. Рассчитываем вертикальную составляющую горного давления:

$$P_{гв} = \rho_{п} \times g \times L_c \times 10^{-6}, \quad (1)$$

$$P_{гв} = 2600 \times 9,8 \times 2690 \times 10^{-6} = 68,5 \text{ МПа},$$

Где:

$P_{гв}$  – вертикальная составляющая горного давления, МПа;

$\rho_{п}$  – плотность горных пород над продуктивным горизонтом, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного давления, м/с<sup>2</sup>;

$L_c$  – глубина скважины, м.

2. Рассчитываем горизонтальную составляющую горного давления:

$$P_{гг} = \frac{(P_{гв} \times \nu)}{(1-\nu)}, \quad (2)$$

$$P_{гг} = \frac{68,5 \times 0,3}{1 - 0,3} = 38,36 \text{ МПа},$$

Где:

$P_{гг}$  – горизонтальная составляющая горного давления, МПа;

$\nu$  – коэффициент Пуассона горных пород, доли ед.  $\nu = 0,3$

3. Зная составляющие горного давления, рассчитаем забойное давление разрыва:

$$\frac{P_{забр}}{P_{гг}} \times \left( \frac{P_{забр}}{P_{гг}} - 1 \right)^3 = 5,25 \times \frac{1}{(1-\nu)^2} \times \left( \frac{E}{P_{гг}} \right)^2 \times \frac{Q \times \mu_{жр}}{P_{гг}}, \quad (3)$$

$$P_{забр} = 40,24 \text{ МПа},$$

Где:

$P_{забр}$  – забойное давление разрыва, МПа;

$E$  – модуль упругости пород, МПа,  $E = 1 \times 10^4$  МПа;

$Q$  – темп закачки жидкости разрыва, м<sup>3</sup>/с;

$\mu_{жр}$  – вязкость жидкости разрыва, Па × с.

4. Определим объемную концентрацию песка в смеси, где  $C_p$  – концентрация песка в 1 м<sup>3</sup> жидкости:

$$\beta_p = \frac{\left(\frac{C_p}{\rho_p}\right)}{\left(\frac{C_p}{\rho_p} + 1\right)} = \frac{\left(\frac{300}{2500}\right)}{\left(\frac{300}{2500} + 1\right)} = 0,107, \quad (4)$$

Где:

$\beta_p$  – объемная концентрация песка, доли ед.;

$C_p$  – концентрация песка в 1 м<sup>3</sup> жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_p$  – плотность песка, кг/м<sup>3</sup>;

$C_p$  – примем 300 кг/м<sup>3</sup>, плотность пропантанта – 2500 кг/м<sup>3</sup>.

5. Плотность жидкости песконосителя с песком рассчитывается по формуле:

$$\rho_{жл} = \rho_{ж} \times (1 - \beta_p) + \rho_{п} \times \beta_p, \quad (5)$$
$$\rho_{жл} = 1011 \times (1 - 0,107) + 2500 \times 0,107 = 1170,32 \text{ кг/м}^3,$$

Где:

$\rho_{жл}$  – плотность жидкости-песконосителя, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{ж}$  – плотность жидкости, используемой в качестве песконосителя, кг/м<sup>3</sup>.

6. Рассчитаем вязкость жидкости песконосителя с песком:

$$\mu_{жн} = \mu_{жн} \times e^{3,18 \times \beta_p} = 0,383 \text{ Па} \times \text{с}, \quad (6)$$

Где:

$\mu_{жн}$  – вязкость жидкости с песком, Па × с.

7. Число Рейнольдса рассчитываем по формуле:

$$Re = \frac{4 \times Q \times \rho_{жл}}{\pi \times d_{вн} \times \mu_{жн}}, \quad (7)$$

$$Re = \frac{4 \times 0,02 \times 1170}{3,14 \times 0,0759 \times 0,383} = 1025,43.$$

8. Коэффициент гидравлического сопротивления получили равными:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (8)$$
$$\lambda = \frac{64}{1025,43} = 0,062,$$

Где:

$\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления.

9. Рассчитываем потери на трение жидкости песконосителя:

$$P_{тр} = \frac{8 \times \lambda \times Q^2 \times L_C \times \rho_{жл}}{\pi^2 \times d_{вн}^5}, \quad (9)$$
$$P_{тр} = \frac{8 \times 0,062 \times 0,02^2 \times 2690 \times 1170,32}{3,14^2 \times 0,0759^5} = 25,1 \text{ МПа},$$

Где:

$P_{тр}$  – потери давления на трение жидкости песконосителя, МПа

10. Учитывая то, что при значении  $Re > 200$ , значение потерь на трение увеличивается в 1,52 раза:

$$P_{\text{тр}} = 25,1 \times 1,52 = 38,2 \text{ МПа},$$

11. Рассчитываем давление на устье, развиваемое при закачке жидкости песконосителя:

$$P_y = P_{\text{забр}} - \rho_{\text{жп}} \times g \times L_c \times 10^{-6} + P_{\text{тр}}, \quad (10)$$

$$P_y = 40,24 - 1170,32 \times 9,8 \times 2690 \times 10^{-6} + 38,2 = 47,6 \text{ МПа},$$

Где:

$P_y$  – давление на устье скважины при закачке жидкости песконосителя, МПа.

12. Агрегат 4АН-700 на скорости развивает рабочее давление 32,4 МПа, а рабочий расход 0,017 м/с, следовательно, необходимое число агрегатов равно:

$$N = \frac{P_y \times Q}{P_p \times Q_p \times k_{\text{тс}}} + 1, \quad (11)$$

$$N = \frac{38,4 \times 0,02}{32,4 \times 0,017 \times 0,5} + 1 = 4 \text{ шт.}$$

Где:

$N$  – число насосных агрегатов 4АН-700;

$P_p$  – рабочее давление агрегата, МПа;

$Q_p$  – подача агрегата при данном рабочем давлении, МПа;

$k_{\text{тс}}$  – коэффициент технического состояния агрегата, доли ед,  $k_{\text{тс}} = 0,5$ .

13. Определим объём продавочной жидкости:

$$V_{\text{п}} = 0,785 \times d_{\text{вн}}^2 \times L_c, \quad (12)$$

$$V_{\text{п}} = 0,785 \times 0,0759^2 \times 2690 = 12,16 \text{ м}^3,$$

Где:

$V_{\text{п}}$  – объём продавочной жидкости, м<sup>3</sup>.

14. Рассчитываем количество жидкости для осуществления ГРП

$$V_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{п}}}{C_{\text{п}}}, \quad (13)$$

$$V_{\text{ж}} = \frac{50000}{300} = 167 \text{ м}^3,$$

Где:

$V_{\text{ж}}$  – объём жидкости для осуществления ГРП м<sup>3</sup>;

$C_{\text{п}}$  – количества пропантанта на один гидравлический разрыв, кг.

15. Суммарное время работы одного агрегата 4АН-700 на 4 скорости:

$$t = \frac{V_{\text{ж}} + V_{\text{п}}}{Q_p}, \quad (14)$$

$$t = \frac{167 + 12,16}{0,017} = 10539 \text{ с},$$

Где:

$t$  – суммарное время работы, мин.

Определим технологическую эффективность запроектированного и рассчитанного гидроразрыва. Для этого произведем расчет размеров трещины.

16. Рассчитываем длину вертикальной трещины:

$$L_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{V_{\text{ж}} \times E}{5,6 \times (1 - V^2) \times H_{\text{ин}} \times (p_2^{\text{разр}} - p_{\text{гр}})}}, \quad (15)$$

$$L_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{167 \times 10^4}{5,6 \times (1 - 0,3^2) \times 22 \times (40,24 - 38,36)}} = 105 \text{ м},$$

Где:

$L_{\text{тр}}$  – длина трещины, м.

17. Определяем раскрытость трещины:

$$\omega_0 = \frac{4 \times (1 - V^2) \times L_{\text{тр}} \times (p_2^{\text{разр}} - p_{\text{гр}})}{1 \times 10^4}, \quad (16)$$

$$\omega_0 = \frac{4 \times (1 - 0,3^2) \times 105 \times (40,24 - 38,36)}{1 \times 10^4} = 0,0574 \text{ м},$$

Где:

$\omega_0$  – ширина трещины, м.

В результате проведения гидроразрыва пласта в данной скважине образуется вертикальная трещина длиной 105 м и шириной на стенке скважины 5,7 см.

Жидкость-песконоситель распространилась в трещине на расстоянии от скважины, примерно равном 90 % ее длины, т.е.  $L_{\text{тр}1} = 105 \times 0,9 = 94,5 \text{ м}$ .

После снятия давления трещина закрывается не полностью на интервале, в котором находилась жидкость-песконоситель. Примем пористость песка в трещине после ее закрытия  $m = 0,3$

18. Определим остаточную ширину трещин:

$$\omega_1 = \frac{\omega_0 \times \beta_{\text{п}}}{(1 - m)}, \quad (17)$$

$$\omega_1 = \frac{0,0574 \times 0,107}{(1 - 0,3)} = 0,0088 \text{ м}.$$

19. Проницаемость трещины такой ширины:

$$k_m = \frac{\omega_1^2}{12}, \quad (18)$$

$$k_m = \frac{0,0088^2}{12} = 6450000 \text{ мкм}^2,$$

Где:

$k_m$  – проницаемость закрытой трещины, мкм<sup>2</sup>.

20. Проницаемость в призабойной зоне определяем по формуле:

$$k_{\text{п.з.}} = \frac{k_{\text{п}} \times h + k_m \times \omega_1}{h + \omega_1}, \quad (19)$$

$$k_{\text{п.з.}} = \frac{0,0345 \times 10^{-12} + 6,5 \times 10^{-7} \times 0,0088}{22 + 0,0088} = 260 \text{ мкм}^2,$$

Где:

$k_{п}$  – проницаемость призабойной зоны ( $k_{п} = 0,0345 \times 10^{-12} \text{ м}^2$ );

$h$  - мощность пласта, м.

21. Определяем ожидаемый прирост дебита скважины после ГРП. Дебит скважины найдем по формуле Дюпюи:

$$Q = \frac{2 \times \pi \times k_{п} \times \Delta P}{\mu_{жп} \times \ln\left(\frac{R_k}{r_c}\right)}, \quad (20)$$
$$Q = 70 \frac{\text{м}^3}{\text{сут}},$$

Где:

$Q$  – дебит скважины, м<sup>3</sup>/сут.;

$\Delta P$  – депрессия на забое,  $\Delta P = 6$  МПа.

22. Ожидаемый эффект от ГРП предварительно можно определить по приближенной формуле Г.К. Максимовича:

$$n = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (21)$$
$$n = \frac{70}{5} = 14,$$

Где:

$Q_1$  – дебит скважины до гидроразрыва, м<sup>3</sup>/сут.  $Q_1 = 5$  м<sup>3</sup>/сут.;

$Q_2$  – дебит скважины после гидроразрыва, м<sup>3</sup>/сут.

Контрольные вопросы:

1. Виды гидравлического разрыва пласта:

2. Для гидравлического разрыва пласта рекомендуются скважины следующих категорий:

3. Одной из новых эффективных технологий гидравлического разрыва пласта является технология осаднения проппаната на конце трещин или концевое экранирование трещины, которая позволяет:

4. Во избежание прорыва вод не рекомендуется осуществление гидравлического разрыва пласта в случае, когда раздел между продуктивными и водоносными горизонтами:

5. Материалы для проведения направленного гидравлического разрыва пласта:

6. Требования безопасности при проведении работ по направленному гидравлическому разрыву пласта:

7. С целью определения технологической эффективности операций процесса направленного гидравлического разрыва пласта после вывода скважины на устойчивый режим эксплуатации проводятся:

- гидродинамические исследования.
- гидродинамические и дебитометрические исследования.
- дебитометрические исследования.
- с технологическими режимами работы.
- с характером проводимых работ.

8. ГРП - это:

## Практическая работа № 4.9

### Определение параметров проведения гидropескоструйной перфорации

**Цель:** Приобрести навыки расчета параметров гидropескоструйной перфорации.

**Задача:** Рассчитать условие безаварийного процесса

Гидropескоструйная обработка призабойной зоны скважины предназначена для повышения ее проницаемости и является эффективным методом увеличения производительности скважины.

Основными характеристиками, которые требуется рассчитать при этом методе обработки, является: общее количество жидкости и песка для успешного осуществления процесса; расход рабочей жидкости; гидравлические потери в различных элементах; давление жидкостно-песчаной смеси на выходе из насадок; предельно безопасная длина колонны НКТ; допустимое устьевое давление.

1. Общее количество жидкости  $V_{ж}$  (в  $m^3$ ) принимается равным примерно (2,3-2,5) объемам скважины  $V_c$ :

$$V_{ж} = 1,88 D_{вн}^2 L_c, \quad (1)$$

где  $D_{вн}$  - внутренний диаметр скважины, м

$L_c$ , - глубина скважины, м

Следует учитывать что:

- 0,4  $V_{ж}$  используют для транспортировки песка на забой;
- 0,4  $V_{ж}$  – на промывку скважины после осуществления процесса;
- 0,2  $V_{ж}$  – на возможную потерю циркуляции вследствие поглощения жидкости пластом.

2. Общее количество песка  $Q_n$  (в кг) рассчитывают на объем 0,6  $V_{ж}$ ,

$$Q_n = 1,13 D_{вн}^2 L_c C_n. \quad (2)$$

Причем массовая концентрация песка  $C_n = 100$  кг/ $m^3$ :

3. Расход рабочей жидкости (как правило, используется вода),  $m^3/c$

$$Q = 1,414 \mu n_n f_n \sqrt{\frac{\Delta p_{нкт} 10^6}{\rho_{жп}}}, \quad m^3/c \quad (3)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода, принимаемый приблизительно 0,82;

$n_n$  - число насадок (обычно  $n_n = 4$ );

$f_n$  - площадь поперечного сечения насадки на выходе,  $m^2$ ;

$\Delta p_n$  - потери давления в насадках, МПа;

$\rho_{жп}$  - плотность смеси жидкости и песка, кг/ $m^3$ ; рассчитывается по (10.18) с учетом (10.19).

Потери давления в насадках принимается равным: при  $d_n = 6$  мм – (10-12) МПа, при  $d_n = (3 - 4,5)$  мм – (18-20) МПа.

Гидравлические потери при проведение гидropескоструйной обработки

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_k + \Delta p_n + \Delta p_p, \quad \text{МПа} \quad (4)$$

где  $\Delta p_t$ ,  $\Delta p_k$  - соответственно потери давления в НКТ и в кольцевом пространстве, МПа.

Исходя из опыта проведения гидropескоструйных обработок, можно принять  $\Delta p_p = 3,5$  МПа.

Допустимое давление на устье, МПа

$$P_{уд} = \frac{P_{стр} - Hq_T}{KF_T}, \text{ МПа} \quad (5)$$

где Н – глубина спуска НКТ, м;

$q_T$  – нагрузка от веса 1 м труб, Н\м;

$F_T$  – площадь поперечного сечения труб, м<sup>2</sup>;

К – коэффициент запаса (К = 1,5);

$P_{стр}$  – сдвигающая нагрузка резьбового соединения, Н.

Эта нагрузка (в Н) рассчитывается по формуле

$$P_{стр} = \frac{\pi b D q_T}{1 + d \operatorname{ctg}(\beta + \gamma)(2)}, \text{ Н} \quad (6)$$

где b – толщина стенки трубы по впадине первой полной нитки, находящейся в зацеплении, м;

D – средний диаметр трубы по первой полной нитке, находящейся в зацеплении, м;

$q_T$  – предел текучести материала труб, Н\м<sup>2</sup>;

b – полезная длина нарезки (нитки с полным профилем), м;

$\beta$  – угол между гранью нарезки и осью трубы ( $\beta = 60^\circ$ );

$\gamma$  – угол трения равный  $18^\circ$

Для НКТ из стали группы прочности Д сдвигающая нагрузка составляет:  $d = 0,06$  м

$P_{стр} = 205$  Кн;  $d = 0,073$  м  $P_{стр} = 287$  Кн;  $d = 0,089$  м  $P_{стр} = 452$  кн.

Для безаварийного процесса необходимо выполнить условие:

$$\Delta p \leq p_{уд}$$

### Контрольные вопросы:

1. Назвать виды перфорации;
2. Принцип работы гидropескоструйного перфоратора;
3. Охарактеризовать работу перфораторов: пулевого, кумулятивного торпедного
4. Основные параметры рассчитываемые при этом методе;
5. В каких направлениях может стрелять пуля в пулевом перфораторе?
6. Какие недостатки у пулевой перфорации?
7. Почему при торпедной перфорации пробивают обсадную колонну не более четырех раз?
8. Зарисуйте след перфорационного отверстия при гидropескоструйной перфорации.
9. Какие бывают кумулятивные перфораторы?
10. Какие преимущества у кумулятивной перфорации?
11. По каким технологиям могут производить выстрелы пулевые перфораторы?

## Практическая работа 4.10

### Тема: Расчет на прочность эксплуатационной колонны

Эксплуатационная колонна цементируется на всю длину, до устья. В интервале 3245-2600 м (по высоте) применяется раствор плотностью 1800 кг/м<sup>3</sup>. От отметки 2600 м и до устья колонна цементируется цементным раствором плотностью 1500 кг/м<sup>3</sup>. В интервале 2962-3240 м находятся четыре продуктивных пропластка. Расчет колонны производим по нижнему пропластку, который залегает в интервале 3225-3240 м (h=15 м). Давление в пласте на момент начала разработки  $P_{пл} = 32,5$  МПа. Скважина заканчивается глинистым раствором плотностью  $\rho_{б.р.} = 1050$  кг/м<sup>3</sup>. Плотность нефти составляет  $\rho_n = 851$  кг/м<sup>3</sup>. Опрессовочное давление на устье скважины  $P_{оп.у} = 27$  МПа

Герметичность колонны будет определяться опрессовкой, проводимой продавочной жидкостью с плотностью  $\rho_{п.ж.}=1050 \text{ кг/м}^3$  сразу после получения «стоп».

Эксплуатация заканчивается при  $P_{пл}=1,0 \text{ МПа}$ .

Глубина скважины по длине составляет 3784 м.

Основными расчётами обсадных колонн являются расчёты на наружное и внутреннее избыточное давление, расчёт на растяжение.

1. Расчёт на внутреннее давление, действующее на колонну.

Определим давление на устье при условии, что скважина заполнена пластовой жидкостью по формуле 1

$$P_y = P_{пл} - \rho_n \cdot g \cdot L \quad (1)$$

Где,  $P_{пл}$  - давление в пласте

$\rho_n$  - плотность нефти

$L$  - высота

$$P_y = 32,5 \cdot 10^6 - 851 \cdot 9,81 \cdot 3245 = 5,41 \text{ МПа.}$$

2. Определим давление опрессовки на забое по формуле (2):

$$P_{оп} = P_{оп.у} + \rho_n \cdot g \cdot L \quad (2)$$

Где,  $P_{оп.у}$  - опрессовочное давление

$$P_{оп} = 27 \cdot 10^6 + 1050 \cdot 9,81 \cdot 3245 = 58,83 \text{ МПа,}$$

3. Определим наружное давление вне зацементированном интервале, заполненном промывочной жидкостью, наружное давление определяется, как гидростатическое от столба промывочной жидкости:

$$P_n = \rho_{ж} \cdot g \cdot h. \quad (3)$$

4. В зацементированном интервале, до затвердевания цемента, давление определяется по давлению столба промывочной жидкости и цементного раствора:

$$P_n = \rho_{ж} \cdot g \cdot h + \rho_{ц.р.} \cdot g \cdot (L - h). \quad (4)$$

В случае, когда обсадная колонна зацементирована цементом разной плотности, то допускается использовать среднюю плотность раствора с учётом длины каждого интервала:

5. Отсюда получим наружное давление до затвердевания цемента:

$$P_n = \rho_{ср} \cdot g \cdot L \quad (5)$$

$$P_n = 1564 \cdot 9,81 \cdot 3245 = 49,8 \text{ МПа.}$$

6. Определим наружное давление после затвердевания цемента:

$$P_n = P_{г.ст.}^{н.ж.},$$

где  $P_{г.ст.}^{н.ж.}$  - гидростатическое давление жидкости содержащейся в порах затвердевшего цемента.

$$P_n = P_{г.ст.}^{н.ж.} = \rho_{н.ж.} \cdot g \cdot L$$

$$P_n = 1100 \cdot 9,81 \cdot 3245 = 35 \text{ МПа}$$

7. Определим наружные избыточные давления.

Наружные избыточные давления определяются как разность наружных и внутренних давлений на момент, когда они достигают максимальных значений. Как правило, это относится к концу эксплуатации скважины. Избыточные давления определяются для характерных точек, а распределение давления между ними принимается линейно.

$P_{н1}=0 \text{ МПа}$ ,  $P_{в1}=0 \text{ МПа}$ ,

$P_{н2}=35 \text{ МПа}$ ,  $P_{в2}=1,0 \text{ МПа}$ ,

При определении наружного избыточного давления в продуктивной зоне пласта вне осложнённых условий, вводится коэффициент разгрузки цементного кольца –  $K$ . Для обсадных колонн диаметром 168 мм,  $K=0,25$ .

$$P_{\text{ни1}}=0 \text{ МПа,}$$

$$P_{\text{ни2}}=[P_{\text{н2}}-P_{\text{в2}}]\cdot(1-K)=[35-1,0]\cdot(1-0,25)=25,5 \text{ МПа.}$$

## Список литературы

1. Брагина, О. А. Вскрытие продуктивных песчаников в нефтяных и газовых скважинах на юге Сибирской платформы : монография / О. А. Брагина, А. Г. Вахромеев, С. А. Сверкунов, И. Д. Ташкевич ; ИЗК СО РАН. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2022. - 280 с. - ISBN 978-5-9729-0870-7. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1904166> (дата обращения: 24.05.2024). - Текст : электронный.
2. Галикеев, И. А. Эксплуатация месторождений нефти в осложненных условиях: учебное пособие / И. А. Галикеев, В. А. Насыров, А. М. Насыров. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. - 356 с. - ISBN 978-5-9729-0288-0. - URL: <https://new.znanium.com/catalog/product/1049194> (дата обращения: 24.05.2024). - Текст : электронный.
3. Жирнов, Б. С. Нефтегазовое технологическое оборудование. Справочник ремонтника : справочник / Б. С. Жирнов, Р. А. Махмутов, Д. О. Ефимович. - Москва; Вологда : Инфра-Инженерия, 2021. - 356 с. - ISBN 978-5-9729-0641-3. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1835976> (дата обращения: 24.05.2024). - Текст : электронный.
4. Захарова, И.М. Подземный и капитальный ремонт скважин : учебное пособие / И.М. Захарова. - Ростов - на - Дону : Феникс. 2019. - 391 с.- ISBN 978-5-222-30661-1 (дата обращения: 21.05.2024) - Текст: непосредственный.
5. Ладенко, А. А. Нефтегазопромысловое оборудование : учебное пособие / А. А. Ладенко, М. М. Якутович. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2022. - 236 с. - ISBN 978-5-9729-0886-8. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1904182> (дата обращения: 29.04.2024). - Текст : электронный.
6. [Ладенко, А.А. Технологии ремонта и эксплуатации нефтепромыслового оборудования: учебное пособие / А.А. Ладенко. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. - 180 с. - ISBN 978-5-9729-0282-8. - URL: https://znanium.com/catalog/product/1049181](https://znanium.com/catalog/product/1049181)(дата обращения: 29.04.2024). - Текст : электронный.
7. Лутошкин, Г.С. Сбор и подготовка нефти, газа и воды: учебник для техникумов / Г. С. Лутошкин.- 3-е издание переработанное и дополненное. – Москва: Альянс, 2020.- 224 с.- ISBN 978-5-00106-052-9. - Текст: непосредственный.
8. Мартюшев, Д. А. Эксплуатация и обслуживание объектов добычи нефти и газа: учебное пособие / Д. А. Мартюшев, А. В. Лекомцев. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2020. - 340 с. - ISBN 978-5-9729-0478-5. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1168650>(дата обращения: 30.04.2024). - Текст : электронный.
9. Молчанов, А.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы: учебник для техникумов /А. Г. Молчанов, В. Л. Чичеров. - 3 издание переработанное и дополненное. – Москва: Альянс, 2020. - 216 с.- ISBN 978-5-00106-380-3. - Текст: непосредственный.
10. Мусин, М. М. Разработка нефтяных месторождений: учебное пособие / М.М. Мусин, А.А. Липаев, Р.С. Хисамов; под ред. А.А. Липаева. - 2-е издание, переработанное и дополненное. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. - 328 с. - ISBN 978-5-9729-0314-6. - URL: <https://new.znanium.com/catalog/product/1049168> (дата обращения: 11.05.2024). - Текст : электронный.
11. Насосно-компрессорные трубы. Конструкция, эксплуатация, дефекты, ремонт : учебное пособие / В. В. Шайдаков, В. У. Ямалиев, Ф. Ш. Забиров [и др.] ; под общ. ред. проф. В. В. Шайдакова. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2021. - 156 с. - ISBN 978-5-9729-0519-5. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1836004> (дата обращения: 09.04.2024) - Текст: электронный. .
12. Основы разработки и эксплуатации нефтегазовых месторождений : учебное пособие / Е. В. Безверхая, Е. Л. Морозова, Т. Н. Виниченко [и др.]. – Красноярск : СФУ, 2019. - 190 с. - ISBN 978-5-7638-4238-8. - URL: <https://e.lanbook.com/book/157553> (дата обращения: 11.05.2024). - Текст : электронный.

13. [Покрепин, Б. В. Эксплуатация нефтяных и газовых месторождений \(МДК. 01.02\): учебное пособие / Б. В. Покрепин.- Ростов на Дону: Феникс, 2020.-605 с.-ISBN 978-5-222-29816-9. - Текст непосредственный.](#)
14. Снарев, А.И. Выбор и расчет оборудования для добычи нефти: учеб. пособие / А.И. Снарев. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. - 216 с. - ISBN 978-5-9729-0323-8. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1049189> (дата обращения: 11.04.2024). - Текст : электронный.
15. Тетельмин, В. В. Нефтегазовое дело. Полный курс. В двух томах. Том 1: учебник / В. В. Тетельмин. - 2-е изд. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2021. - 416 с. - ISBN 978-5-9729-0556-0. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1835952> (дата обращения: 20.05.2024). - Текст : электронный.
16. Тетельмин, В. В. Нефтегазовое дело. Полный курс. В двух томах. Том 2: учебник / В. В. Тетельмин. - 2-е изд. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2021. - 400 с. - ISBN 978-5-9729-0557-7. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1835954> (дата обращения: 20.05.2024). - Текст : электронный.
17. Чухарева, Н. В. Система сбора и подготовки скважинной продукции : учебное пособие : в 2 частях. Часть 1. Обеспечение сбора, подготовки, транспорта и хранения углеводородов на месторождениях нефти и газа / Н. В. Чухарева, Н. Г. Квеско. - Красноярск : Сибирский федеральный университет, 2021. - 188 с. - ISBN 978-5-7638-4522-8. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/2088766> (дата обращения: 03.05.2024). - Текст : электронный.
18. Юрчук, А. М. Расчеты в добычи нефти: учебник для техникумов / А. М. Юрчук, А. З. Истомин. - 3-е изд., перераб. и доп. - Москва: Альянс, 2020. - 272 с. - ISBN 978-5-00106-312-4. - Текст: непосредственный.
19. Юшин, Е. С. Насосное оборудование системы трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов: конструкция, эксплуатация и расчет : учебное пособие / Е. С. Юшин. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2022. - 212 с. - ISBN 978-5-9729-0957-5. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1904181> (дата обращения: 19.05.2024) - Текст : электронный.
20. Юшин, Е. С. Оборудование и технологии текущего и капитального ремонта нефтяных и газовых скважин: теория и расчет : учебник / Е. С. Юшин. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2022. - 380 с. - ISBN 978-5-9729-0905-6. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1904184> (дата обращения: 19.05.2024). - Текст : электронный.