

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Институт повышения квалификации
и переподготовки

Кафедра «Разработка, эксплуатация нефтяных
месторождений и транспорт нефти»

С. В. Козырева

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

ПРАКТИКУМ

по одноименному курсу

**для слушателей специальности переподготовки
1-70 05 75 «Трубопроводный транспорт, хранение
и реализация нефтегазопродуктов»
заочной формы обучения**

Гомель 2018

УДК 621.646(075.8)
ББК 33.36я73
К59

*Рекомендовано кафедрой «Разработка, эксплуатация
нефтяных месторождений и транспорт нефти» ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 14.12.2017 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Гидропневмоавтоматика» канд. техн. наук, доц. *Д. Н. Андрианов*

Козырева, С. В.

К59 Проектирование и эксплуатация оборудования магистральных трубопроводов : практикум по одноим. курсу для слушателей специальности переподготовки 1-70 05 75 «Трубопроводный транспорт, хранение и реализация нефтегазопродуктов» заоч. формы обучения / С. В. Козырева. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – 51 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Изучение принципов функционирования насосов и компрессоров, вспомогательного оборудования перекачивающих станций, правильный выбор оптимального режима работы насосов и перекачивающих станций в целом – вот основной перечень практических работ, которые рассматриваются в данном практикуме.

УДК 621.646(075.8)
ББК 33.36я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2018

Практическое занятие 1

Проектирование и эксплуатация насосов

Цель работы: изучение основных параметров центробежных насосов, их совместной работы и изменение характеристик насосов.

1. Теоретическая часть

Реализация принципов однотипности конструкций насосов и уменьшения до минимума их типоразмеров обусловили необходимость создания нормального ряда нефтяных насосов.

Насосы изготавливают следующих видов:

1. НМ – нефтяной магистральный;
2. НПВ – нефтяной подпорный вертикальный;
3. НОУ – нефтяной для откачивания утечек.

Насосы изготавливают в климатическом исполнении УХЛ. Категория размещения согласно с ГОСТ 15150-69 при эксплуатации должна быть:

– для насосов типа НМ с подачами от 125 м³/ч до 710 м³/ч – категория 1;

– для насосов типа НМ с подачами более 710 м³/ч – категория 4 (для насосов выпускаемых серийно) и категория 1 для модернизированных и перспективных типоразмеров.

При категории размещения 1 насосов НМ, нижнее рабочее давление окружающей среды должно быть не ниже –29 °С; при категории размещения 1 насосов НПВ и НОУ нижнее рабочее значение температуры окружающей среды должно быть не ниже –50 °С.

Насосы должны допускать параллельную работу. Насосы типа НМ с подачами до 360 м³/ч, а также насос НМ 1250-260, рассчитаны на последовательную работу двух, а некоторые – трех одновременно работающих насосов. Насосы с напорами больше 550 м последовательной работы не допускают.

Насосы типа НПВ с подачами до 1250 м³/ч допускают последовательную работу двух одновременно работающих насосов.

Допускается изменение подачи и напора насосов обтачивания рабочих колес по внешнему диаметру. При обрезании колес допускается снижение КПД не более чем на 3 %. Рабочий режим работы нефтяных насосов должен соответствовать полям $Q - H$.

Основные параметры насосов при номинальном режиме работы приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Основные параметры насосов при номинальном режиме работы

| Обозначение типоразмера насоса | Подача, м ³ /ч | Напор, м | Максимальное давление, МПа | Допустимый кавитационный запас, м | КПД, % |
|--------------------------------|---------------------------|----------|----------------------------|-----------------------------------|--------|
| НМ 125-550 | 125 | 550 | 9,81 | 4,0 | 72 |
| НМ 180-500 | 180 | 500 | | 4,0 | 74 |
| НМ 250-475 | 250 | 475 | | 4,0 | 77 |
| НМ 360-460 | 360 | 460 | | 4,5 | 80 |
| НМ 500-300 | 500 | 300 | | 4,5 | 80 |
| НМ 710-280 | 710 | 280 | | 6,0 | 80 |
| НМ 1250-260 | 1250 | 260 | 7,35 | 18 | 81 |
| НМ 2500-230 | 2500 | 230 | | 32 | 86 |
| НМ 3600-230 | 3600 | 230 | | 35 | 87 |
| НМ 7000-210 | 7000 | 210 | 7,35 | 52 | 89 |
| НМ 10000-210 | 10000 | 210 | 7,35 | 65 | 89 |
| НМ 200-800 | 200 | 800 | 9,81 | 4,0 | 75 |
| НПВ 150-60 | 150 | 60 | 1,57 | 3,0 | 72 |
| НПВ 3600-90 | 3600 | 90 | 1,57 | 4,8 | 94 |
| НОУ 50-350 | 50 | 350 | 4,41 | 3,0 | 61 |

Работа центробежного насоса характеризуется такими основными параметрами.

Подача – количество жидкости, которое подается насосом в напорный патрубок за единицу времени. Различают понятия объемной Q и массовой M подачи насоса, которые связаны между собой таким соотношением

$$Q = \frac{M}{\rho}, \quad (1.1)$$

где ρ – плотность жидкости при температуре перекачки.

Полное давление, создаваемое насосом, определяется при помощи формулы

$$P = P_{\text{н}} - P_{\text{в}} + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2}{2} \rho + (z_{\text{н}} - z_{\text{в}}) \rho \cdot g, \quad (1.2)$$

где $P_{\text{н}}$, $P_{\text{в}}$ – абсолютное давление жидкости в напорном и входном патрубках соответственно; $V_{\text{н}}$, $V_{\text{в}}$ – скорость движения жидкости в напорном и входном патрубках соответственно; $z_{\text{н}}$, $z_{\text{в}}$ –

высотные отметки мест измерения давления на выходе и входе насоса соответственно; g – ускорение силы тяжести.

Полный напор, созданный насосом, определяется при помощи формулы

$$H = \frac{P_H - P_B}{\rho \cdot g} + \frac{V_H^2 - V_B^2}{2 \cdot g} + z_H - z_B, \quad (1.3)$$

Полезная мощность насоса – это мощность, которая передается транспортируемой жидкости. Она может быть выражена через параметры режима перекачки

$$N = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g, \quad (1.4)$$

Коэффициент полезного действия насоса (КПД) – это отношение полезной мощности насоса к мощности на валу насоса

$$\eta = N / N_B, \quad (1.5)$$

где: N_B – мощность на валу насоса, которая определяется на лабораторных стендах путем измерения вращательного момента на валу насоса. КПД насоса принято представлять в виде произведения трех составляющих:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m, \quad (1.6)$$

где: η_o – объемный КПД, который учитывает потери энергии из-за утечек жидкости в насосе; η_r – гидравлический КПД, который учитывает потери энергии на преодоление гидравлического сопротивления при прохождении жидкости через насос; η_m – механический КПД, который учитывает механические потери энергии в подшипниках, уплотнениях насоса, а также при трении диска рабочего колеса о жидкость.

Мощность насосного агрегата N_{ag} – это мощность, которую потребляет насосный агрегат

$$N_{ог} = \frac{N_B}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}} = \frac{N}{\eta \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{дв}}, \quad (1.7)$$

где: $\eta_{пер}$ – КПД передачи от двигателя к насосу;

$\eta_{дв}$ – КПД двигателя привода насоса.

Допустимый кавитационный запас Δh_d – приведенный к оси насоса минимальный избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над упругостью паров жидкости при температуре перекачки, которая обеспечивает работу насоса без изменения основных технических параметров. Он выражается в метрах столба

транспортируемой жидкости и характеризует конструктивную эффективность входной части насоса.

$$\Delta h_d = A \cdot \Delta h_{кр}, \quad (1.8)$$

Совместная работа центробежных насосов

На нефтеперекачивающих станциях центробежные насосы соединяются последовательно для увеличения напора или параллельно для увеличения расхода. На ГНС, как правило, *основные насосы* обвязываются *последовательно*, *подпорные* – *параллельно*. Подпорные и магистральные насосы работают последовательно.

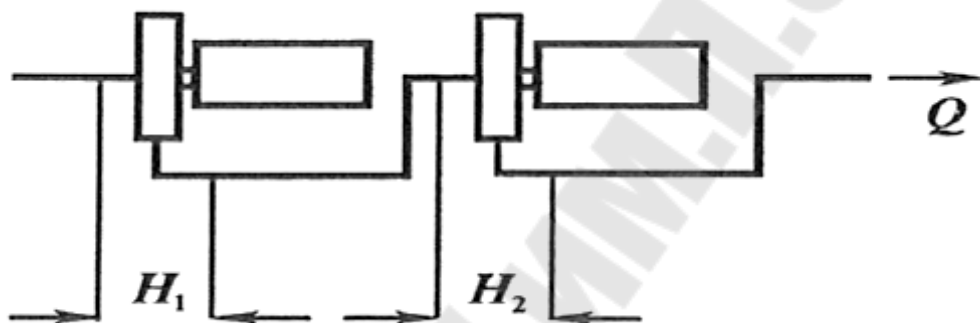


Рис.1.1 Последовательное соединение насосов

При последовательном соединении насосов их характеристики Q - H складываются; при этом расход нефти в насосах один и тот же, а напоры суммируются: $Q_1 = Q_2 = Q$, $H = H_1 + H_2$

При параллельной работе, расходы в насосах суммируются, а напор, создаваемый каждым насосом один и тот же: $Q = Q_1 + Q_2$; $H = H_1 = H_2$.

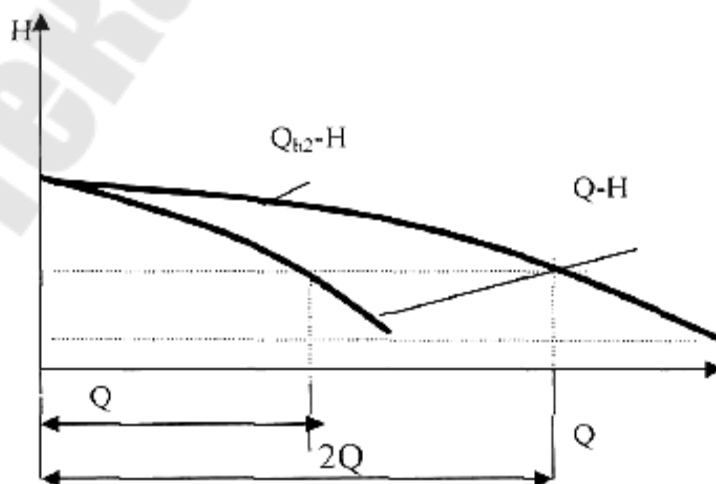


Рис.1.2 Построение напорной характеристики параллельно работающих насосов

В общем случае характеристика НС при параллельно включенных насосах имеет вид

$$Q = \sqrt{\frac{a_1 - H}{b_1}} + \sqrt{\frac{a_2 - H}{b_2}} \quad (1.9)$$

Изменение насосных характеристик

При выборе насосов для перекачки нефти может возникнуть необходимость в изменении гидравлических характеристик насосов. Как правило, эти изменения осуществляют путем замены рабочего колеса насоса рабочим колесом другого (большого или меньшего) диаметра, изменением числа оборотов рабочего колеса насоса, или перепуском части нефти из линии нагнетания в линию всасывания.

Изменение насосных характеристик изменением диаметра рабочего колеса

При замене рабочего колеса центробежного нагнетателя характеристика $Q-H$ насоса изменяется. Если первоначальный диаметр рабочего колеса был D_0 , а характеристика имела вид $H = \varphi(Q)$ то после замены рабочего колеса на колесо с диаметром D_1 , его характеристика будет иметь вид

$$H = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 f\left(Q \frac{D_1}{D_0}\right) \quad (1.10)$$

т. е. график характеристики $Q-H$ насоса растягивается вдоль оси напоров в $\left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2$ раз и вдоль оси расходов – в $\left(\frac{D_1}{D_0}\right)$ раз. В частности, если $H = a - bQ^2$, то после замены рабочего колеса, его рабочая характеристика будет иметь вид

$$H_1 = a \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 - b_1 Q^2 \quad (1.11)$$

Можно определить диаметр обточенного колеса

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{H_1 + bQ_1^2}{a}} \quad (1.12)$$

После обточки колеса насоса, имея характеристику насоса с не обточенным колесом можно получить математическую модель напорной характеристики насоса с обточенным колесом

$$H_1 = a_1 - b_1 Q^{2-m} \quad (1.13)$$

$$\text{где: } b_1 = b \text{ и } a_1 = a \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2$$

Изменение насосных характеристик изменением числа оборотов ротора нагнетателя

При изменении частоты вращения рабочего колеса центробежного нагнетателя характеристика $Q-H$ насоса тоже изменяется. Если номинальная частота вращения ротора n_0 об./мин, а измененная частота вращения n_1 об./мин, то новая рабочая характеристика насоса имеет вид

$$H = \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 \left(Q \frac{n_1}{n_0} \right) \quad (1.14)$$

т. е. график растягивается вдоль оси напоров в $\left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2$ раз и вдоль оси расходов – в $\left(\frac{n_1}{n_0} \right)$ раз. В частности, если характеристика насоса имела вид $H = a - bQ^2$, то после изменения частоты вращения

$$H = a \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 - b_1 Q^2; a \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 = a_1; b_1 = b$$

Изменение частоты вращения ротора насоса может производиться:

- изменением частоты вращения вала привода;
- изменением частоты вращения вала насоса.

Изменение характеристик насоса методом байпасирования

Характеристику центробежного нагнетателя можно изменить перепуска части нефти из линии нагнетателя байпасу обратно в линию всасывания. Обозначив через $q_{\text{п}}$ расход нефти, возвращаемой из линии нагнетателя в линию всасывания, получим, что подача насоса увеличится и станет равной $Q + q_{\text{п}}$, а напор H уменьшится.

Тогда характеристика $Q-H$ насоса может быть представлена в следующем виде:

$$H = a - b(Q + q_{\text{п}})^2 = (a - bq_{\text{п}}^2) - 2bq_{\text{п}}Q - bQ^2 \quad (1.15)$$

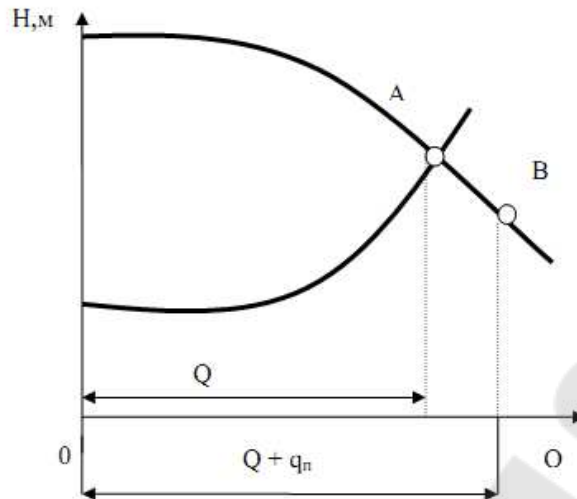


Рис.1.3 Изменение характеристик насоса методом байпасирования

2. Расчетная часть

Задача 1

Характеристика Q - H насоса НМ 1250 – 260 с диаметром рабочего колеса 440 мм имеет вид: $H = 331 - 0,451 \times 10^{-4} Q^2$, а другой насос той же марки, но с диаметром рабочего колеса 465 мм имеет вид $H = 374 - 0,451 \times 10^{-4} Q^2$

Какую характеристику будет иметь система этих двух насосов, соединенных последовательно? Какую характеристику будет иметь система этих двух насосов, соединенных параллельно?

Задача 2

Характеристика Q - H насоса НМ 1250-260 с диаметром рабочего колеса 465 мм имеет вид $H = 369,7 - 0,451 \times 10^{-4} Q^2$ Какую характеристику будет иметь тот же насос, если его рабочее колесо обточить до 440 мм?

Задача 3

Характеристика Q - H насоса НМ 1250-260 диаметром рабочего колеса 465 мм имеет вид $H = 369,7 - 0,451 \times 10^{-4} Q^2$. На сколько миллиметров нужно обточить рабочее колесо насоса, чтобы при той же подаче насос развивал напор на 40 м меньше?

Задача 4

Характеристика Q - H центробежного насоса имеет вид $H = 331 - 0,451 \times 10^{-4} Q^2$. Перекачка ведется с расходом $Q = 1000$ м³/ч. Какой перепуск нефти через насос убрать, чтобы при той же подаче снизить дифференциальный напор насоса на 15 м?

Задача 5

Характеристика Q - H центробежного насоса НМ 360-460 имеет вид $H = 540 - 0,617 \times 10^{-3} Q^2$. Какую характеристику будет иметь система двух таких насосов, соединенных последовательно?

Задача 6

Характеристика Q - H центробежного насоса НМ 360-460 имеет вид $H = 540 - 0,617 \times 10^{-3} Q^2$. Какую характеристику будет иметь система двух таких насосов, соединенных параллельно?

Задача 7

Характеристика Q - H центробежного насоса с диаметром $D_0 = 490$ мм имеет вид $H = 545,6 - 0,617 \times 10^{-3} Q^2$. При расходе 350 м³/ч насос развивает напор 470 м, что на 70 м больше, чем требуется для перекачки нефтепродукта по участку трубопровода. На сколько нужно обточить рабочее колесо насоса, чтобы при указанном расходе напор составлял 400 м?

Задача 8

Характеристика Q - H центробежного насоса при частоте вращения вала ротора $n_0 = 2500$ об./мин имеет вид $H = 545,6 - 0,617 \times 10^{-3} Q^2$. При расходе 350 м³/ч насос развивает напор 470 м, что на 70 м больше, чем требуется для перекачки нефтепродукта по участку трубопровода. На сколько нужно изменить частоту вращения вала ротора насоса, чтобы при указанном расходе напор составлял 510 м?

Задача 9

Характеристика Q - H центробежного насоса НМ 1250-260 при частоте вращения вала ротора $n_0 = 3000$ об./мин имеет вид $H = 331 - 0,451 \times 10^{-4} Q^2$. Какую характеристику будет иметь тот же

насос, если частоту вращения вала его ротора снизить до 2800 об./мин?

Задача 10

Характеристика Q - H центробежного насоса НМ 1250-260 при частоте вращения вала ротора $n_0=3000$ об./мин имеет вид $H = 331 - 0,451 \times 10^{-4} Q^2$. На сколько нужно увеличить число оборотов вала насоса, чтобы при той же подаче повысить развиваемый напор на 40 м?

Задача 11

Определить мощность на валу центробежного насоса НМ 3600-230 при перекачке нефти ($\rho = 800$ кг/м³) с расходом $Q = 1800$ м³/ч, если известны его напорная характеристика $H = 273 - 0,125 \times 10^{-4} Q^2$ и коэффициент полезного действия $\eta = 0,83$.

Задача 12

Напорная характеристика центробежного насоса НМ 1250-260 имеет вид $H = 295 - 0,363 \times 10^{-4} Q^2$. Определить потребляемую насосом мощность при перекачке дизельного топлива ($\rho = 840$ кг/м³) с расходом $Q = 900$ м³/ч, если коэффициенты полезного действия насоса и привода равны соответственно 0,82 и 0,95.

Задача 13

Два центробежных насоса серии НМ, один с характеристикой $H = 273 - 0,125 \times 10^{-4} Q^2$ и другой – с характеристикой $H = 251 - 0,812 \times 10^{-5} Q^2$, соединенные последовательно, перекачивают нефть с расходом $Q = 1800$ м³/ч. При этом коэффициент полезного действия первого насоса $\eta = 0,78$, а второго – $\eta = 0,83$. Определить коэффициент полезного действия системы этих двух насосов.

Задача 14

Два центробежных насоса серии НМ, один с характеристикой $H = 245 - 0,16 \times 10^{-4} Q^2$ и другой – с характеристикой $H = 295 - 0,363 \times 10^{-6} Q^2$, соединенные параллельно, перекачивают нефть с расходом $Q = 1800$ м³/ч. При этом

коэффициент полезного действия первого насоса $\eta = 0,72$, а второго – $\eta = 0,80$. Определить коэффициент полезного действия системы этих двух насосов.

Исходные данные

| № варианта | Задачи | № варианта | Задачи |
|------------|-------------|------------|------------|
| 1 | 1, 3, 5, 8 | 16 | 4,5,6,7,8 |
| 2 | 2,4,6,10 | 17 | 5,8,9,11 |
| 3 | 3,6,9,12 | 18 | 6,9,12,13 |
| 4 | 4,8,12,14 | 19 | 9,10,13,14 |
| 5 | 1,2,3,4 | 20 | 2,5,8,14 |
| 6 | 2,7,9,11 | 21 | 3,7,12,13 |
| 7 | 5,9,10,13 | 22 | 1,4,7,12 |
| 8 | 1,6,8,14 | 23 | 2,3,6,7 |
| 9 | 1,3,7,9 | 24 | 2,8,13,14 |
| 10 | 2,4,5,9 | 25 | 6,8,13,14 |
| 11 | 10,11,12,14 | 26 | 1,2,3,4 |
| 12 | 8,9,11,14 | 27 | 2,4,5,6 |
| 13 | 3,4,5,6 | 28 | 2,3,7,10 |
| 14 | 11,12,13,14 | 29 | 1,3,13,14 |
| 15 | 2,3,6,7 | 30 | 2,8,10,12 |

Практическое занятие 2

Расчет системы маслоснабжения насосных агрегатов и маслоохлаждения

Цель работы: научиться подбирать насос для системы смазки трех работающих агрегатов насосов типа НМ.

1. Теоретическая часть

Монтаж, наладка и пуск в эксплуатацию насосных агрегатов должны производиться согласно проекту, инструкциям заводов изготовителей, отраслевым нормативным документом. При монтаже насосного агрегата должны обеспечиваться:

- подъем прямолинейного участка трубопровода перед входным патрубком насоса с уклоном не менее $0,005$; патрубком насоса не более 120° ;

- диффузорность между выходным (напорным) патрубком насоса и трубопроводом на выходе из насоса не более 100° .

Коллектор технологических трубопроводов и вспомогательные трубопроводы после монтажа должны подвергаться гидравлическим испытаниям, согласно действующим нормам и правилам.

Запрещается запускать агрегат:

- при незаполненном жидкостью насосе;
- без включения приточно-вытяжной вентиляции;
- без включения маслосистемы;
- при попадании нефти в маслосистему;
- при наличии других технологических нарушений, причины которых невыяснены.

Запрещается эксплуатировать насосный агрегат при нарушении герметичности соединений. Запрещается эксплуатировать насосный агрегат с неисправным обратным клапаном.

Аварийная остановка насосного агрегата должна быть осуществлена оперативным персоналом при:

- угрозе затопления или нарушении герметичности оборудования, технологических трубопроводов;
- возгорании, появлении дыма или искрения вращающихся деталей;
- попадании нефти в маслосистему;
- угрозе несчастного случая.

При исчезновении в операторной информации о состоянии работающих насосных агрегатов, отсутствие которой может привести к возникновению аварийной ситуации, дежурный дублирует остановку агрегатов кнопкой “Стоп”.

Магистральные и подпорные насосные агрегаты могут находиться в одном из следующих состояний:

1. в работе;
2. в “горячем” резерве (агрегат исправен, готов к запуску немедленно);
3. в “холодном” резерве (агрегат исправен, при необходимости его пуска или перевода в горячий резерв требуется проведение подготовительных операций);
4. в ремонте.

Программа пуска “на открытую задвижку” является предпочтительной. Ее применение возможно, если пусковые характеристики электродвигателя и схема электроснабжения рассчитаны на соответствующие пусковые режимы.

Программа пуска “на закрытую задвижку” должна применяться, если установленное электрооборудование не может обеспечить пуск на открытую задвижку.

Программа пуска “на открывающуюся задвижку” должна применяться, когда не приемлема программа “на открытую задвижку” и когда установленные у насоса задвижки имеют привод небольшой мощности и поэтому не могут быть открыты при перепаде давления, создаваемом насосным агрегатом при закрытой задвижке.

Автоматический ввод резервного подпорного насосного агрегата осуществляется без выдержки времени и на полностью открытые задвижки. Оценку снижения значения КПД и напора насосного агрегата относительно базовых в процессе эксплуатации проводят в соответствии с нормативной документацией по графику, утвержденному главным инженером ПТН. Насосные агрегаты необходимо выводить в ремонт при снижении напора насоса от базовых значений на 5 – 6 % и более для насосов горизонтального исполнения и на 7 % – для вертикальных подпорных насосов. Для насосов типа НМ величина возможного снижения КПД составляет 2 – 4 % в зависимости от типоразмера (НМ 500-300, НМ 710-280 – на 4 %; НМ 1250-260 – на 3,5 %; НМ 2500-230 – на 3 %; НМ 3600-230, НМ 5000-210, НМ 7000-210, НМ 10000-210 и подпорные насосы – на 2 %; подпорные вертикальные насосы – на 3,5 %).

Решения о дальнейшей эксплуатации насосного агрегата или выводе его в ремонт принимается с учетом результатов диагностирования. При отклонении напора насоса от паспортных значений в сторону уменьшения на 4 % и более, а КПД насоса более 3 % в зависимости от типоразмера должно быть проведено техническое обследование насосного агрегата, запорной арматуры вспомогательных систем, включая обследование проточной части насоса на предмет обнаружения искажения отливки корпуса и рабочего колеса, некачественного выполнения литья и механической обработки.

Определение и оценка допускаемого кавитационного запаса насоса обязательны при:

- установке рабочих колес в исполнении, не предусмотренном технической документацией или их обточке более чем на 20 %;
- установке в насосе на входе в рабочее колесо предвключенных шнеков;
- снижении напора насоса более чем на 10 %;

- модернизации насоса, приведшей к изменению площади проточной части насоса на входе в рабочее колесо или конструкций щелевых уплотнений;
- перекачке нефти с вязкостью, не обеспечивающей режим течения;
- изменении частоты вращения ротора насоса;

Основным критерием удовлетворительной работы торцовых уплотнений является величина утечек, замеряемая объемным

способом, которая должна быть не более $0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{ч}$ (0,3 л/ч).

Для обеспечения оптимальных режимов перекачки допускается обточка основных и сменных рабочих колес не более чем на 20 %. Величина обточки до 20 % определяется расчетом, исходя из заданных режимов работы нефтепровода. Если расчетная величина обточки превышает 20 %, то применение такого колеса должно быть подтверждено технико-экономическим обоснованием в сравнении с другими вариантами обеспечения заданных технологических режимов перекачки.

Программа пуска насосного на открытую или открывающуюся задвижку на нагнетание насоса должна корректироваться при смене типоразмера рабочего колеса насоса. Электродвигатели насосных агрегатов, временно выведенных из эксплуатации, должны быть в работоспособном состоянии и опробоваться по графику, утвержденному главным инженером ПТН.

2. Практическая часть

Подобрать насос для системы смазки трех работающих агрегатов насосов типа НМ 2500-230 с электродвигателями СТДП 200-2. Мощность на валу двигателя $N_{\text{дв}} = 2000 \text{ кВт}$, КПД подшипников $\eta_{\text{дв}} = 0,99$. Для смазки используется масло плотностью $\rho_{293} = 875 \text{ кг/м}^3$. Температура масла на входе в подшипник $T_{\text{м1}} = 293 \text{ К}$, а на выходе из него $T_{\text{м2}} = 323 \text{ К}$. Масло охлаждается в калорифере, где используется воздух с температурой $T_{\text{вк}} = 293 \text{ К}$ на входе и $T_{\text{вн}} = 303 \text{ К}$ на выходе.

1. Подача масла к насосным агрегатам обеспечивает не только смазку подшипников но и их охлаждение. Энтальпию масла i_m при заданной температуре T , кДж/кг, определяют по формуле

$$i = \frac{0,0536}{\sqrt{\rho_{293}}} (T - 273) \times (T + 722) \quad (2.1)$$

Рассчитывается энтальпия масла до и после подшипников

$$i_{m1} = \frac{0,0536}{\sqrt{\rho_{293}}} (T_{m1} - 273) \times (T_{m1} + 722)$$

$$i_{m2} = \frac{0,0536}{\sqrt{\rho_{293}}} (T_{m2} - 273) \times (T_{m2} + 722)$$

3. Необходимый массовый расход масла G_m , кг/с определяется как

$$G_m = n_A \times N_{дв} \left(\frac{1 - \eta_{дв}}{i_{m2} - i_{m1}} \right), \quad (2.2)$$

4. Необходимый объемный расход Q_m , м³/ч при этом равен

$$Q_m = \frac{G_m}{\rho_{293}} \times 3600, \quad (2.3)$$

Давление маслонасоса не должно превышать 0,3 МПа, а объем маслобака – 250 л. По известному расходу масла и с учетом допустимого давления в маслосистеме подбираем насос марки ШФ-8-25А [4] с характеристиками: $Q = 5,8$ м³/ч, давление нагнетания 0,25 МПа; мощностью 1,0 кВт. К установке принимаем 2 насоса, один из которых – резервный.

5. Массовый расход масла, кг/с, в системе при этом равен

$$G_m^* = \frac{\rho_{293} \times Q}{3600}, \quad (2.4)$$

6. Количество тепла, кВт, которое необходимо отводить от масла рассчитывается по формуле

$$Q_T = G_m^* \times (i_{m2} - i_{m1}), \quad (2.5)$$

7. Плотность воздуха, кг/м³ используемого для охлаждения определяется как

$$\rho_B = \frac{101328 \times M}{R \times T_{B,ср}}, \quad (2.6)$$

где M – молярная масса воздуха, $M = 29$ кг/кмоль; $\bar{R} = 8314$ Дж/(кмоль К) – универсальная газовая постоянная; средняя температура воздуха $T_{в,ср} = 298$ К

8. Расход воздуха на охлаждение, м³/с

$$Q_B = \frac{Q_T}{C_{рв} \times \rho_B \times (T_{вк} - T_{вн})}, \quad (2.7)$$

где $C_{рв}$, ρ_B – соответственно массовая теплоемкость и плотность воздуха, для практических расчетов $C_{рв} = 1005$ Дж/кг К; $T_{вн}$, $T_{вк}$ – температура воздуха перед калорифером и после него.

9. Весовую скорость воздуха в калорифере рекомендуется принимать $5 < \omega_K < 10$ кг/м²·с. Определим необходимую площадь живого сечения калорифера f_B , м², по формуле

$$f_B = \frac{Q_B \times \rho_B}{\omega_K}, \quad (2.8)$$

10. По табл. 2.1 определяем, что необходимо (количество) калорифера типа, у каждого из которых поверхность нагрева $F_K = \text{м}^2$, живое сечение по воздуху $f_B^1 = \text{м}^2$ и по теплоносителю $f_M = \text{м}^2$, внутренний диаметр трубок $d_M = \text{м}$, а их длина $l_M = \text{м}$.

Таблица 2.1

Характеристика калориферов КФС

| Модель калорифера | Поверхность нагрева, м ² | Живое сечение, м ² | | Размеры трубок для теплоносителя, м | | Масса, кг |
|-------------------|-------------------------------------|-------------------------------|------------------|-------------------------------------|--------|-----------|
| | | по воздуху | по теплоносителю | длина | ширина | |
| | | | | | | |
| КФС-3 | 13,2 | 0,154 | 0,0061 | 0,56 | 0,02 | 71,2 |
| КФС-4 | 16,2 | 0,195 | 0,0061 | 0,71 | 0,02 | 80,8 |
| КФС-5 | 20 | 0,244 | 0,0076 | 0,71 | 0,02 | 100,4 |
| КФС-6 | 26,3 | 0,295 | 0,0076 | 0,86 | 0,02 | 118,6 |
| КФС-7 | 30,4 | 0,354 | 0,0092 | 0,86 | 0,02 | 143,3 |
| КФС-8 | 35,7 | 0,416 | 0,0092 | 1,01 | 0,02 | 164,4 |
| КФС-9 | 41,6 | 0,486 | 0,0107 | 1,01 | 0,02 | 190 |
| КФС-10 | 47,8 | 0,588 | 0,0107 | 1,16 | 0,02 | 215 |
| КФС-11 | 54,6 | 0,638 | 0,0122 | 1,16 | 0,02 | 244,5 |

11. При этом фактическая весовая скорость в калорифере, кг/м²·с, равна

$$\omega_{\text{в.факт}} = \omega_{\text{к}} \frac{f_{\text{в}}}{n_{\text{к}} \times f_{\text{в}}^1}, \quad (2.9)$$

где $n_{\text{к}}$ – выбранное число калориферов; $f_{\text{в}}^1$ – площадь живого сечения по воздуху одного калорифера

12. Линейная скорость масла в калорифере, м/с, определяется по формуле

$$v_{\text{м}} = \frac{G_{\text{м}}^*}{\rho_{293} \times n_{\text{к}} \times f_{\text{м}}}, \quad (2.10)$$

13. Число Рейнольдса при течении масла в калорифер

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{м}} \times d_{\text{м}}}{\nu}, \quad (2.11)$$

где ν – кинематическая вязкость масла, равная $21 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

В зависимости от режима течения вычисляется полный коэффициент теплопередачи от масла в воздух.

14. Коэффициент теплопроводности масла $\lambda_{\text{н}}$, Вт/м гр., изменяется в пределах 0,1...0,16 Вт/(м·К). При расчетах часто пользуются средним значением $\lambda_{\text{н}} = 0,13$ Вт/(м·К). При проведении более точных расчетов применяют формулу Крето-Смита, справедливую для температур 273 – 473 К

$$\lambda_{\text{н}} = \frac{156,6}{\rho_{293}} \times (1 - 0,00047 \times T_{\text{в.ср}}), \quad (2.12)$$

где $T_{\text{в.ср}}$ - средняя температура воздуха $T_{\text{в.ср}} = 298$ К

15. Теплоемкость масла $C_{\text{р}}$, Дж/кг гр. изменяется в пределах 1600...2500 Дж/(кг·К). При расчетах часто пользуются средним значением $C_{\text{р}} = 2100$ Дж/(кг·К). При проведении уточненных расчетов используют формулу Крето, справедливую для температур 273 – 673 К

$$C_{\text{рм}} = \frac{31,56}{\sqrt{\rho_{293}}} (762 + 3,39T_{\text{в.ср}}) \quad (2.13)$$

16. Число Пекле при течении масла в трубках калорифера определяется по формуле

$$\text{Pe} = \frac{v_{\text{м}} \times C_{\text{рм}} \times \rho_{293} \times d_{\text{м}}}{\lambda_{\text{н}}}, \quad (2.14)$$

17. Полный коэффициент теплопередачи в калорифере, Вт/м² гр., равен

– если режим течения ламинарный

$$K = 1,61 \frac{\lambda_H}{d_M} \sqrt[3]{Pe \frac{d_M}{l_M}} \quad (2.15)$$

- если режим течения турбулентный

$$K = \begin{cases} 15,2 \times \omega^{0,331}_{в.факт} \times v_M^{0,166} & \text{при } 0,03 < v_M \leq 0,25 \text{ м/с} \\ 12,9 \times \omega^{0,393}_{в.факт} \times v_M^{0,106} & \text{при } 0,25 < v_M \leq 1,0 \text{ м/с} \end{cases} \quad (2.16)$$

18. Поскольку средняя температура воздуха $T_{в.ср} = 298 \text{ К}$, то фактическая теплоотдача, Вт, в калориферах равна

$$Q_{т.факт} = K \times n_k \times F_k \times (T_{м.ср} - T_{в.ср}) \quad (2.17)$$

где $T_{м.ср} = 308 \text{ К}$ – средняя температура масла. Таким образом, необходимый отбор тепла от масла обеспечивается.

19. В соответствии с необходимой производительностью по воздуху выбираем центробежный вентилятор типа (табл.2.2).

Таблица 2.2

Центробежные вентиляторы типа Ц4-70

| № | Полное давление, Па | Производительность, тыс.м ³ /ч | Электродвигатель | | | Габаритные размеры | | | Вес, кг |
|-----|---------------------|---|------------------|---------------|---------------------------|--------------------|--------|--------|---------|
| | | | Тип | Мощность, кВт | Скорость вращения, об/мин | длина | ширина | высота | |
| 2,5 | 950...600 | 0,85...2,1 | АОЛ22-2 | 0,6 | 2800 | 451 | 450 | 475 | 24,2 |
| | 260...170 | 0,46...1,1 | АОЛ21-4 | 0,27 | 1400 | | | | 22 |
| 3 | 1250...850 | 1,5...3,5 | А31-2 | 1 | 2830 | 540 | 528 | 578 | 42 |
| | 280...160 | 0,75...1,7 | А31-4 | 0,6 | 1410 | | | | |
| 4 | 500...320 | 1,7...4 | АО31-4 | 0,6 | 1420 | 718 | 683 | 723 | 70 |
| | 220...120 | 1,1...2,8 | АО41-6 | 1 | 930 | | | 748 | 80 |
| 5 | 850...480 | 3,4...8 | АО31-4 | 1,7 | 1420 | 892 | 850 | 933 | 121 |
| | 360...200 | 2,2...5,2 | АО41-6 | 1 | 930 | | | | |
| 6 | 1050...680 | 6,1...13 | АО51-4 | 4,5 | 1440 | 1068 | 1013 | 1111 | 213 |
| | 500...300 | 4...9 | АО42-6 | 1,7 | 930 | | | 1066 | 178 |
| 7 | 1600...850 | 8,5...20 | АО62-6 | 7 | 980 | 1248 | 1200 | 1309 | 366 |
| | 750...420 | 6,5...15 | АО51-6 | 2,8 | 950 | | | 1279 | 281 |

| | | | | | | | | | |
|----|------------|---------|--------|----|-----|------|------|------|-----|
| 8 | 1000...650 | 9...21 | A61-6 | 7 | 970 | 1455 | 1188 | 1408 | 420 |
| 10 | 950...480 | 15...38 | AO73-6 | 20 | 980 | 1810 | 1300 | 1743 | 610 |

Исходные данные

| № вар. | ρ_{293} , кг/м ³ | № вар. | ρ_{293} , кг/м ³ |
|--------|----------------------------------|--------|----------------------------------|
| 1 | 875 | 16 | 873 |
| 2 | 870 | 17 | 882 |
| 3 | 880 | 18 | 886 |
| 4 | 860 | 19 | 884 |
| 5 | 865 | 20 | 889 |
| 6 | 872 | 21 | 890 |
| 7 | 877 | 22 | 891 |
| 8 | 892 | 23 | 895 |
| 9 | 891 | 24 | 893 |
| 10 | 888 | 25 | 894 |
| 11 | 881 | 26 | 866 |
| 12 | 884 | 27 | 867 |
| 13 | 876 | 28 | 869 |
| 14 | 874 | 29 | 868 |
| 15 | 871 | 30 | 900 |

Практическое занятие 3

Расчет режимов работы центробежных нагнетателей

Цель работы: изучение устройства и принципа действия центробежного компрессора, а также определение режимов и параметров работы центробежного компрессора.

1. Теоретическая часть

Компрессор – машина для сжатия (компримирования) газа и подачи его потребителям по трубопроводным системам.

Выбор типа компрессора для применения в определенном технологическом процессе определяется рядом условий, основные из которых следующие.

1. Требуемая производительность компрессорного агрегата. Известно, что поршневые компрессоры по сравнению с центробежными имеют меньшую производительность и позволяют достигнуть высоких давлений нагнетания.

2. Условия энергоснабжения в районе установки компрессора, в зависимости от которых выбирают тип его привода.

3. Требуемый диапазон регулирования параметров компрессора, определяемый условиями технологического процесса. Более предпочтителен газомоторный привод и менее удобен электропривод.

4. Монтажеспособность, сложность конструкции компрессора, объем вспомогательного хозяйства, параметры надежности и долговечности.

5. Габаритные размеры и масса компрессорного агрегата.

Применяя методы термодинамики к процессу сжатия в компрессорах можно определить зависимость между параметрами компрессора, характеризующими его работу и которые можно штатными контролирующими приборами (состав газа, давление и температура на входе и выходе компрессора). На основании этих параметров можно рассчитать все важнейшие характеристики компрессора (напор, потребляемую мощность, производительность, КПД).

Важнейшей характеристикой является *напор* – удельная работа или энергия, приобретаемая газом и затрачиваемая компрессором при компримировании. *Политропический напор* – это энергия, которую может приобрести газ при условии, что процесс сжатия происходит по некоторому политропическому процессу и определяется следующей формулой:

$$H_P = \frac{m}{m-1} \cdot z_H \cdot R \cdot T_H \cdot \left(\varepsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right) \quad (3.1)$$

где ε – степень повышения давления, $\varepsilon = \frac{P_K}{P_H}$; P_H , P_K – соответственно начальное и конечное давления, МПа; R – газовая постоянная, кДж/кг·К; T_H – температура газа на входе в компрессор, К; m – средний показатель политропы процесса; z_H – коэффициент сжимаемости газа по условиям всасывания.

Полный внутренний напор - энергия, которую затрачивает компрессор на компримирование газа (без учета механических потерь) – определяется следующей формулой:

$$H_i = \frac{k}{k-1} \cdot z_H \cdot R \cdot T_H \cdot \left(\varepsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right) \text{кДж/кг} \quad (3.2)$$

где k – показатель изотропны. Остальные параметры имеют те же обозначения, что и в формуле (3.1)

Величина внутреннего напора, согласно термодинамической теории компрессорных машин, равна разности энтальпий газа в начале и конце процесса сжатия, т.е.

$$H_i = i_2 - i_1 = \Delta i, \quad (3.3)$$

Можно ввести понятие КПД компрессора, приняв в качестве полезной работы политропический напор, а в качестве затраченной работы полный внутренний напор. Их отношение определяет понятие политропического КПД компрессора;

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{H_p}{H_i} \quad (3.4)$$

Данный КПД не является коэффициентом полезного действия в энергетическом смысле, т.к. для охлаждаемых машин невозможно выделить полезную работу. Однако по политропическому КПД можно судить о степени совершенства проточной части компрессора (без учета влияния утечек, потерь на трение дисков о газ, механических потерь в подшипниках).

Внутренняя мощность определяется по выражению:

$$N_i = \rho_H \cdot Q \cdot H_i \cdot g, \text{кВт} \quad (3.5)$$

где ρ_H – плотность газа на входе, кг/м³.

Эффективная мощность (мощность на муфте привода):

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_M} \quad (3.5)$$

где η_M – механический КПД.

Устройство и принцип действия, характеристики поршневого компрессора

Для компримирования природного газа на КС применяют центробежные компрессоры, имеющие одну или несколько ступеней сжатия. Компрессоры, имеющие более одной ступени сжатия, называются полнонапорными.

На рис.3.1. приведена схема ступени центробежного компрессора, принцип работы которой заключается в следующем.

Основным элементом компрессора является рабочее колесо, в котором потоку газа передается энергия приводного двигателя. Газ, пройдя входное устройство 2, поступает в каналы рабочего колеса 1, образованные лопатками 3 и стенками основного 5 и покрывающего 4 дисков. При вращении колес газ, находящийся между лопатками, вовлекается во вращение относительно оси колеса и под действием центробежных сил движется к его периферии. При этом происходит его частичное сжатие и увлечение кинетической энергии. После рабочего колеса газ поступает в диффузор 6, где за счет снижения скорости газа происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную и дальнейшее повышение давления.

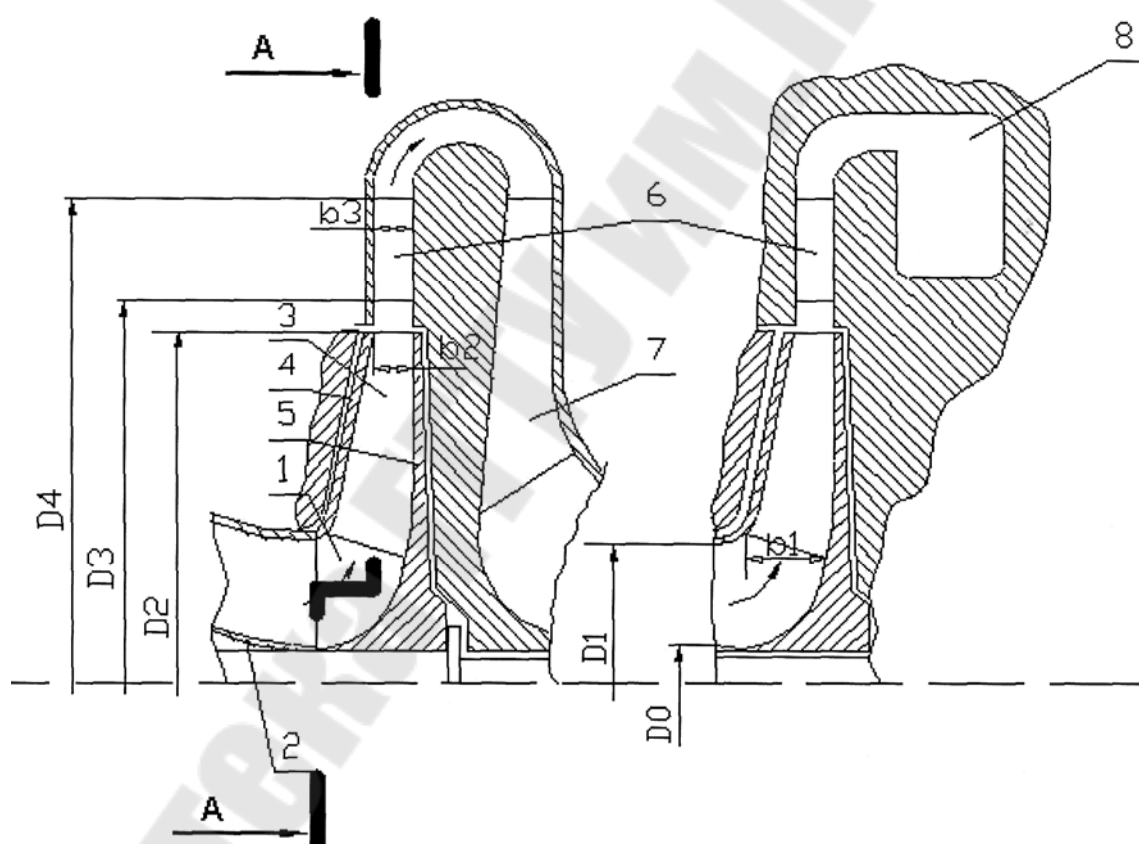


Рис. 3.1 Продольный разрез ступени центробежного компрессора: а – начальная (промежуточная) ступень; б – конечная ступень; 1 – рабочее колесо; 2 – входное устройство; 3 – лопатка рабочего колеса; 4 – покрывной диск рабочего колеса; 5 – основной диск рабочего колеса; 6 – лопаточный диффузор; 7 – обратный направляющий аппарат; 8 – сборная камера (улитка).

Определяющим геометрическим параметром рабочих колес является выходной угол β_2 , в зависимости от величины которого они классифицируются на следующие типы:

1. Насосный. $\beta_2 = 15 \div 30^\circ$;

2. Компрессорный. $\beta_2=35\div 55^\circ$;
3. Колеса радиальными лопатками. $\beta_2=90^\circ$.

Наиболее употребительными являются колеса с лопатками компрессорного типа. Эффективность рабочего колеса зависит от угла β_2 и степени реактивности (отношения статического напора к полному) и ряда других параметров. Оптимальное втулочное отношение D_1/D_2 выбирается в пределах значений $0,45\div 0,57$. увеличение отношения сокращает длину каналов в колесе и уменьшает потери на трение, но увеличивает потери от диффузорности. Оптимальное количество лопаток зависит в первую очередь от величины угла β_2 , и отношения D_1/D_2 .

С уменьшением угла β_2 оптимальное количество лопаток снижается, с возрастанием D_1/D_2 число лопаток возрастает. При снижении количество лопаток, уменьшаются потери на трение, увеличивается степень диффузорности лопаточного канала, но при этом уменьшается напор рабочего колеса и наоборот. Лопатки с углом $\beta_2=90^\circ$ применяются редко, так как при этом трудно обеспечить необходимую экономичность компрессора.

При рассмотрении многоступенчатых компрессоров необходимо различать промежуточную и концевую ступени. (рис.3.1). Промежуточная ступень состоит из рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата, концевая ступень вместо этого аппарата имеет сборную камеру или улитку. Диффузор вместе со камерой называют выходным устройством. Часто рабочее колесо вместе с диффузором называют двухзвенной ступенью, а с добавлением обратного направляющего аппарата или сборной камеры – трехзвенной. Обратный направляющий аппарат называют диафрагмой.

Входные устройства конструируются таким образом, чтобы направить поток газа к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями и максимальной равномерностью по величине и направлению скорости, потому что нарушение этих ведет к падению напора и КПД, а при работе с малыми расходами приближает границу помпажа. Конструктивно этим условиям удовлетворяет осевой входной парубок, представляющий собой конфузор круглого поперечного сечения. Одновременно конфузор может служить элементом устройства для измерения расхода газа через компрессор.

Для уменьшения силового воздействия от трубопроводов обвязки КС на корпус компрессора подводящие и отводящие патрубки располагаются сбоку или соосно. Боковой подводящий патрубок требует организации перед рабочим колесом всасывающей камеры.

Вход в рабочее колесо бывает осевым и кольцевым. Осевой вход характерен для одноступенчатых компрессоров с консольным расположением рабочего колеса и позволяет получить высокую равномерность потока по радиусу. Кольцевой вход выполняется в межопорных роторах, иногда при этом используется входной направляющий аппарат.

Наиболее важной частью выходного устройства, в которой кинематическая энергия потока после рабочего колеса преобразуется в потенциальную, является диффузор.

Наиболее простым являются безлопаточные диффузоры, характеризующиеся широкой зоной устойчивой работы и минимальных потерь, нечувствительностью к загрязненной среде, минимальным обратным воздействием на рабочее колесо. Недостатком безлопаточного диффузора является то, что при параллельных стенках необходимо иметь отношение $D_4/D_2=2$ для снижения абсолютной скорости потока, что ведет к увеличению радиальных размеров компрессора. В газовых компрессорах преимущественно используют лопаточные диффузоры с однорядной решеткой, размещая их после небольшого участка безлопаточного диффузора с параллельными стенками. Это необходимо для снижения динамического воздействия лопаточного диффузора на рабочее колесо.

В одноступенчатых компрессорах предпочтителен безлопаточный диффузор, однако в двухступенчатых компрессорах безлопаточный диффузор предопределяет повышенные потери в обратном направляющем аппарате в зоне нерасчетных режимов.

Обратные направляющие аппараты применяются только в двух- и многоступенчатых компрессорах, их назначением является подача предварительно закрученного потока газа с периферийной части предыдущей ступени к входу в рабочее колесо следующей ступени с минимальными потерями и максимальной равномерностью.

В одноступенчатых компрессорах и последних ступенях многоступенчатых компрессоров за диффузором располагается сборная камера, которая выполняется или в виде улитки (с переменной

площадью поперечного сечения) или в виде кольцевой камеры постоянного сечения. Сборная камера соединяется с напорным патрубком компрессора с помощью выходного диффузора. Суммарные потери энергии в сборной камере и выходном диффузоре при безлопаточном диффузоре составляют 5-7%. Лопаточный диффузор обеспечивает несколько меньший уровень потерь в сборных камерах.

Работа компрессоров характеризуется определенной совокупностью технологических параметров, которая при равновесном режиме образует статическую характеристику компрессора. К этой совокупности параметров относятся давления и температуры газа на входе и выходе компрессора. Объемная или массовая производительность, потребляемая мощность, КПД. Обычно характеристики изображают в виде графиков, которые характеризуют не только расчетный режим работы компрессоров, но и всю совокупность технологических параметров при переменных режимах работы.

2. Практическая часть

Задача 1. Определить объемную производительность Q_B ($\text{м}^3/\text{мин}$) на входе в компрессорную станцию, если известны коммерческая производительность Q_K газопровода $\text{млн.м}^3/\text{сут.}$, давление и температура газа P_B МПа и T_B $^{\circ}\text{C}$, а также характеристики перекачиваемого газа ($P_{кр}$ МПа, $T_{кр}$ К).

1. Коммерческая производительность Q_K (расход газа при стандартных условиях) связана с производительностью на входе в компрессорную станцию равенством

$$Q_K \frac{P_{ст}}{z_{ст} \times R \times T_{ст}} = Q_B \frac{P_B}{z_B \times R \times T_B} \quad (3.1)$$

$$\text{или } Q_K \frac{P_{ст}}{z_{ст} \times R \times T_{ст}} = Q_B \frac{P_B}{z_B \times R \times T_B} \quad (3.2)$$

2. Коэффициент сжимаемости газа z_B по условиям входа в компрессорную станцию

$$z_B = 1 - 0,4273 \times P_{cp} \times T_{cp}^{-3,668} \quad (3.3)$$

где T_{cp} и P_{cp} – средние температура и давление газа;

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{кр}}} \quad T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{в}}}{T_{\text{кр}}}$$

Следовательно, рассчитаем объемную производительность

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{к}} \frac{P_{\text{ст}} \times z_{\text{в}} \times T_{\text{в}}}{z_{\text{ст}} \times P_{\text{в}} \times T_{\text{ст}}} \times 10^6 \times \frac{1}{24 \times 60}, \text{ м}^3 / \text{мин} \quad (3.4)$$

где $z_{\text{ст}} = 1$, $P_{\text{ст}} = 0,1013$ Па, $T_{\text{ст}} = 293$ К – коэффициент сжимаемости, давление и температура при стандартных условиях

Исходные данные

| № вар. | $Q_{\text{к}}$ млн.м ³ /сут | $P_{\text{в}}$, МПа | $P_{\text{кр}}$, МПа | $T_{\text{в}}$, °С | $T_{\text{кр}}$, К |
|--------|---|----------------------|-----------------------|---------------------|---------------------|
| 1 | 10 | 3,5 | 4,7 | 15 | 194 |
| 2 | 7 | 3,3 | 5,5 | 10 | 195 |
| 3 | 6 | 2,7 | 3,8 | 20 | 200 |
| 4 | 5 | 5,5 | 7,2 | 13 | 185 |
| 5 | 3 | 3,7 | 4,9 | 19 | 195 |
| 6 | 13 | 2,2 | 4,6 | 25 | 190 |
| 7 | 15 | 2,8 | 5,1 | 30 | 200 |
| 8 | 11 | 3,4 | 5,3 | 27 | 205 |
| 9 | 12 | 3,1 | 5,4 | 28 | 210 |
| 10 | 9 | 3,4 | 6,8 | 16 | 215 |
| 11 | 8 | 5,4 | 7,3 | 19 | 194 |
| 12 | 7 | 5,0 | 7,0 | 14 | 195 |
| 13 | 10 | 4,9 | 6,5 | 9 | 200 |
| 14 | 7 | 4,5 | 6,0 | 10 | 185 |
| 15 | 6 | 4,1 | 5,8 | 13 | 195 |
| 16 | 5 | 3,9 | 5,1 | 18 | 190 |
| 17 | 3 | 3,7 | 4,7 | 20 | 200 |
| 18 | 14 | 3,4 | 5,0 | 25 | 205 |
| 19 | 12 | 3,1 | 6,9 | 27 | 210 |
| 20 | 11 | 5,4 | 6,7 | 21 | 215 |
| 21 | 13 | 5,0 | 6,3 | 19 | 194 |
| 22 | 15 | 4,9 | 7,0 | 17 | 195 |
| 23 | 8 | 4,6 | 6,8 | 21 | 200 |
| 24 | 7 | 5,3 | 7,2 | 23 | 185 |
| 25 | 5 | 5,4 | 7,7 | 27 | 195 |
| 26 | 9 | 3,6 | 7,2 | 18 | 190 |
| 27 | 18 | 6,0 | 7,8 | 20 | 200 |
| 28 | 17 | 5,8 | 7,3 | 25 | 205 |
| 29 | 19 | 5,9 | 7,4 | 27 | 210 |

| | | | | | |
|----|----|-----|-----|----|-----|
| 30 | 22 | 6,2 | 7,5 | 21 | 215 |
|----|----|-----|-----|----|-----|

Задача 2

Два одинаковых ЦБН 280-11 ($n_0 = 5300$ об./мин), включенные последовательно, перекачивают природный газ. В каждом нагнетателе происходит политропическое ($m = 1,27$) сжатие газа, причем промежуточное охлаждение отсутствует. Определить степень сжатия газа в системе этих ЦБН, если давление и температура на входе в первый нагнетатель равны $P_{в1}$ МПа и $T_{в1} = + 10$ °С; число оборотов их рабочих колес – n_1 , n_2 об/мин, а подача $Q_{в1}$ газа при условиях входа в первый из них составляет $\text{м}^3/\text{мин}$. Найти температуру газа на выходе второй ступени сжатия.

Решение:

1. Находим параметры перекачиваемого газа

$$\text{Газовая постоянная } R = \frac{8314}{\mu}$$

где μ – молекулярная масса, кг/кмоль

Приведенные давление и температура первого нагнетателя

$$\bar{P}_{в1} = \frac{P_{в1}}{P_{кр}} \quad \bar{T}_{в1} = \frac{T_{в1}}{T_{кр}} \quad (3.1)$$

Коэффициент сжимаемости газа первого нагнетателя

$$z_{в1} = 1 - 0,4273 \times \bar{P}_{в1} \times \bar{T}_{в1}^{-3,668} \quad (3.2)$$

2. Приведенные параметры первой ступени сжатия

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{пр} = \frac{n_1}{n_0} \sqrt{\frac{R_{пр} \times z_{пр} \times T_{пр}}{z_{в1} \times R \times T_{в1}}} \quad (3.3)$$

где коэффициент сжимаемости $z_{пр} = 0,91$, газовая постоянная $R = 500$ и температура $T_{пр} = 288$ К при нормальных условиях

3. Находим приведенную объемную производительность первой ступени

$$Q_{в.пр} = \frac{n_1}{n_0} \times Q_{в1}, \quad \text{м}^3/\text{мин} \quad (3.4)$$

4. Согласно характеристик ЦБН 280-11 принимаем степень сжатия $\varepsilon_1 = 1,22$

5. Определим давление, температуру и расход на входе во второй нагнетатель

Давление на входе во второй нагнетатель

$$P_{в2} = P_{н1} = P_{в1} \times \varepsilon_1, \quad \text{МПа} \quad (3.5)$$

Температура на входе во второй нагнетатель

$$T_{в2} = T_{н1} = T_{в1} \times \varepsilon_1^{m/m-1}, \text{ К} \quad (3.6)$$

Расход на входе во второй нагнетатель

$$Q_{в2} = Q_{н1} = \frac{Q_{в1}}{\varepsilon_1^{1/m}}, \text{ м}^3 / \text{мин} \quad (3.7)$$

6. Параметры сжатия второй ступени

Приведенные давление и температура второго нагнетателя

$$\bar{P}_{в2} = \frac{P_{в2}}{P_{кр}} \quad \bar{T}_{в2} = \frac{T_{в2}}{T_{кр}} \quad (3.8)$$

Коэффициент сжимаемости газа второго нагнетателя

$$z_{в2} = 1 - 0,4273 \times \bar{P}_{в2} \times \bar{T}_{в2}^{-3,668} \quad (3.9)$$

7. Приведенные параметры второй ступени сжатия

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{пр} = \frac{n_2}{n_0} \sqrt{\frac{R_{пр} \times z_{пр} \times T_{пр}}{z_{в2} \times R \times T_{в2}}} \quad (3.10)$$

где коэффициент сжимаемости $z_{пр} = 0,91$, газовая постоянная $R = 500$ и температура $T_{пр} = 288$ К при нормальных условиях

8. Находим приведенную объемную производительность второй ступени

$$Q_{в.пр2} = \frac{n_2}{n_0} \times Q_{в2}, \text{ м}^3 / \text{мин} \quad (3.11)$$

9. Согласно характеристик ЦБН 280-11 принимаем степень сжатия $\varepsilon_2 = 1,28$

10. Степень двухступенчатого сжатия системой ЦБН газа

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \times \varepsilon_2 \quad (3.12)$$

11. Температура на выходе второй ступени

$$T_{н2} = T_{н1} \times \varepsilon_2^{m/m-1}, \text{ К} \quad (3.13)$$

Исходные данные

| № вар. | n_1 , об/мин | n_2 , об/мин | $P_{в1}$, МПа | $P_{кр}$, МПа | $T_{кр}$, К | $Q_{в1}$, м ³ /мин | μ |
|--------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------|-----------------------------------|-------|
| 1 | 4800 | 5300 | 3,5 | 4,7 | 1700 | 200 | 17 |
| 2 | 4200 | 4700 | 3,5 | 4,7 | 194 | 100 | 10 |
| 3 | 4500 | 5000 | 3,3 | 5,5 | 195 | 170 | 12 |
| 4 | 4600 | 5100 | 2,7 | 3,8 | 200 | 150 | 13 |
| 5 | 4300 | 4800 | 5,5 | 7,2 | 185 | 180 | 14 |
| 6 | 4400 | 4900 | 3,7 | 4,9 | 195 | 210 | 15 |

| | | | | | | | |
|----|------|------|-----|-----|-----|-----|----|
| 7 | 4100 | 4600 | 2,2 | 4,6 | 190 | 220 | 16 |
| 8 | 4000 | 4500 | 2,8 | 5,1 | 200 | 190 | 17 |
| 9 | 4800 | 5300 | 3,4 | 5,3 | 205 | 160 | 10 |
| 10 | 4200 | 4700 | 3,1 | 5,4 | 210 | 200 | 11 |
| 11 | 4500 | 5000 | 5,4 | 6,8 | 215 | 100 | 12 |
| 12 | 4600 | 5100 | 5,0 | 7,3 | 194 | 170 | 13 |
| 13 | 4300 | 4800 | 4,9 | 7,0 | 195 | 150 | 14 |
| 14 | 4400 | 4900 | 4,5 | 6,5 | 200 | 180 | 15 |
| 15 | 4100 | 4600 | 4,1 | 6,0 | 185 | 210 | 16 |
| 16 | 4000 | 4500 | 3,9 | 5,8 | 195 | 220 | 17 |
| 17 | 4800 | 5300 | 3,7 | 5,1 | 190 | 190 | 10 |
| 18 | 4200 | 4700 | 3,4 | 4,7 | 200 | 160 | 11 |
| 19 | 4500 | 5000 | 3,1 | 5,0 | 205 | 200 | 12 |
| 20 | 4600 | 5100 | 5,4 | 6,9 | 210 | 100 | 13 |
| 21 | 4300 | 4800 | 5,0 | 6,7 | 215 | 170 | 14 |
| 22 | 4400 | 4900 | 4,9 | 6,3 | 194 | 150 | 15 |
| 23 | 4100 | 4600 | 4,5 | 7,0 | 195 | 180 | 16 |
| 24 | 4000 | 4500 | 4,6 | 6,8 | 200 | 210 | 17 |
| 25 | 4300 | 4800 | 5,3 | 7,2 | 185 | 220 | 16 |
| 26 | 4600 | 5100 | 5,5 | 7,2 | 194 | 190 | 15 |
| 27 | 4300 | 4800 | 3,1 | 5,0 | 195 | 160 | 14 |
| 28 | 4400 | 4900 | 4,9 | 7,0 | 200 | 200 | 13 |
| 29 | 4100 | 4600 | 4,1 | 6,0 | 185 | 100 | 12 |
| 30 | 4000 | 4500 | 5,0 | 6,7 | 195 | 170 | 11 |

Практическое занятие 4

Технологические схемы компрессорных станций

Цель работы: изучения состава и принципа работы компрессорных станций

1. Теоретическая часть

На магистральных газопроводах сооружают компрессорные станции (КС), предназначенные для повышения давления газа до величин, определяемых прочностью труб и оборудования. Применяют два вида КС, имеющих разные технологические схемы: КС, оборудованные газомоторными поршневыми компрессорами (ГМК); КС, оборудованные центробежными нагнетателями с приводом от газотурбинных установок (ГТУ) или электродвигателей.

Компрессорные станции с поршневыми газоперекачивающими агрегатами (ГПА) нашли широкое применение на магистральных газопроводах и станциях подземного хранения газа (СПХГ).

По технологической схеме КС, оборудованной ГМК (рис.4.1), газ, поступающий из газопровода 1, проходит очистку в пылеуловителях 2 и направляется в коллектор 3, откуда поступает на ГМК 6. Сжатый газ направляется в нагнетательный коллектор 5, а затем при необходимости в оросительный холодильник 7 или на осушку 8. После этого газ поступает на одоризацию 9 и на замерный участок 10 и далее в магистральный газопровод. Для улавливания масла установлены маслоуловители 4. В данной схеме все ГМК подключены параллельно, и при необходимости каждый из них может быть выведен в резерв.

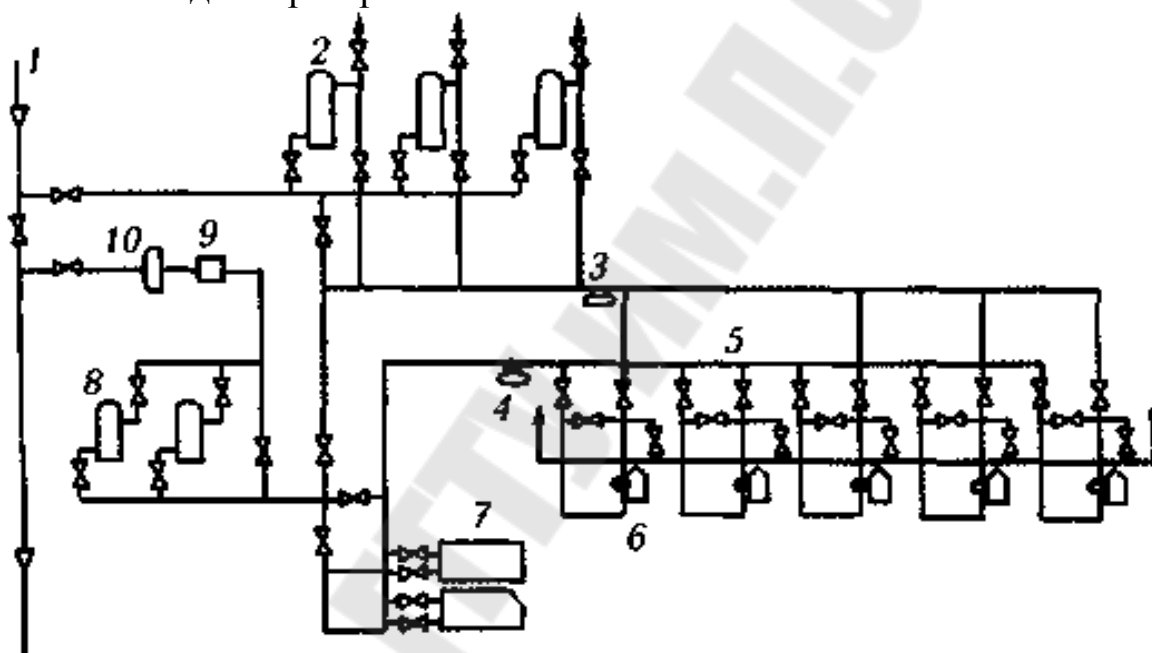


Рис.4.1. Технологическая схема КС, оборудованная ГМК

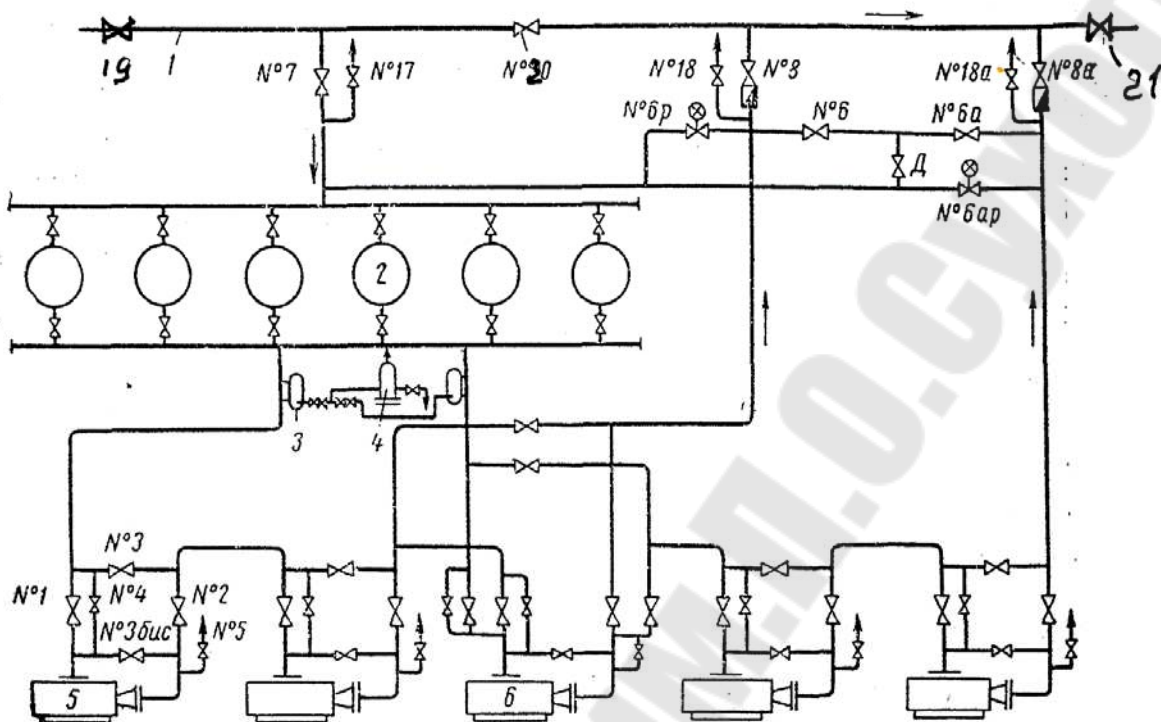


Рис.4.2. Технологическая схема КС, оснащенная центробежными нагнетателями с приводом от ГТУ

Из магистрального газопровода через кран 7 транспортируемый газ поступает в вертикальные масляные пылеуловители, внутренний диаметр которых 2400 мм. После пылеуловителей на пути транспортируемого газа установлены маслоуловитель и маслосборник.

Запорная арматура, обеспечивающая основные технологические процессы по перекачке газа в пределах компрессорного цеха, состоит из шести кранов: 1, 2, 3, 3бис, 4, и 5. краны 1, 2 – непосредственно отсекающие, с автоматическим управлением. Возможно также управление с местного щита или от узла управления, установленного в непосредственной близости от крана. Предусмотрено и ручное управление. условный проходной диаметр кранов 700 мм. Кран 3 – проходной, открыт при неработающем агрегате. Управление и конструкция его такие же, как и кранов 1 и 2. Кран 4 (байпас крана 1) – загрузочный. Через него и далее через свечу с установленным на ней краном 5 продувают систему перед загрузкой агрегата и заполняют контур нагнетателя газом при закрытии крана 5. Условный проходной диаметр кранов 4 и 5 составляет 50 мм. Кран 3бис образует малый контур нагнетателя; открыт при выводе агрегата на

режим холостого хода, при загрузке и остановке; закрыт при нормальной работе центробежного нагнетателя; имеет автоматическое управление.

На схеме КС показаны и так называемые общестанционные краны. К ним относятся краны 6, 6а, Д, 6р, 6ар, а также краны 7, 7а, 8, 8а, обеспечивающие подключение КС к магистральному газопроводу. Краны 6, 6а, 6р, 6ар, установленные на перемычке между приемным и нагнетательным участком участками газопровода, образуют большой, или пусковой, контур компрессорной станции и используется перед загрузкой компрессорной станции. Краны 6р, 6ар, применяются также для регулирования работы компрессорной станции посредством перепуска газа с линии нагнетания на линию входа. Например, при последовательной работе двух агрегатов и внезапной остановке одного из них система защиты предусматривает одновременное открытие крана 6 или 6а в зависимости от того, в какой паре агрегатов произошла аварийная остановка.

Кран Д при работе КС на большой контур используют в качестве дросселя для создания необходимого сопротивления, так как в противном случае машины будут работать в зоне больших объемных расходов, что, в свою очередь, приведет к росту усилий на роторы нагнетателей.

Наиболее сложная операция при эксплуатации компрессорной станции – пуск ее агрегатов в работу, что осуществляется после того, как участки газопровода КС до кранов 1, 2 заполнены газом. При работе газотурбинной установки на холостом режиме открывается кран 4, и контур через кран 5 продувают в течение 30 с. После закрытия крана 5 контур нагнетателя заполняют газом, и агрегат работает через кран 3бис на малом контуре. Затем открывают краны 1,2 а кран 3бис закрывают. Агрегат начинает работать на большой контур, после чего его переводят на работу в сеть магистрального газопровода

Газотурбинный привод ГПА составляет 72% от общей мощности КС. В результате технико-экономических обоснований принят следующий ряд мощностей, обеспечивающих оптимальные параметры компрессорных станций в диапазоне диаметров от 700 до 1400 мм: 6,3,10,16,25 тыс. кВт. Созданы новые типы ГПА, отвечающие условиям транспорта газа. На КС газопроводов используют агрегаты импортного производства. Центробежные нагнетатели предназначены для компримирования природного газа.

Они дают возможность работать при параллельном и последовательном соединениях. Конструкция их позволяет легко заменять роторы с рабочими колесами различных диаметров.

Силовая турбина представляет собой двухступенчатую активно-реактивную турбину с охлаждением обода. Номинальная мощность турбины 11560 кВт при температуре $T=273+25$ К и высоте над уровнем моря 300 м. Компрессор RF2BB-30 устанавливается на плите основания, на которой расположены насосы уплотняющего масла, дренажные ловушки и щит контрольно-измерительных приборов (КИП). Корпус компрессора представляет собой стальную отливку. Торцевая крышка и входной воздухоотборник съемные, что обеспечивает доступ к проточной части и ротору. Проточная часть состоит из направляющего аппарата первой ступени, рабочих колес, диафрагмы, направляющего аппарата второй ступени. Ротор в сборе включает следующие детали: рабочие колеса первой и второй ступени, кольцо упорного подшипника, разгрузочный поршень, зубчатую передачу вспомогательного привода и вал рабочего колеса.

Компрессорные станции магистральных газопроводов делят на головные (ГКС) и промежуточные.

Объекты КС условно можно разбить на две группы: технологических и подсобно-вспомогательных операций.

К первой группе относят узлы: очистки газа от механических примесей и жидкости; компримирования газа; охлаждения газа.

Ко второй группе относят: узел редуцирования давления пускового и топливного газов и газа для собственных нужд; трансформаторную подстанцию или электростанцию для собственных нужд; котельную или установку утилизации тепла; склад горюче-смазочных материалов (ГСМ); ремонтно-эксплуатационный блок (РЭБ); службу связи; служебно-эксплуатационный блок (СЭБ); объекты водоснабжения; очистные сооружения канализации.

Необходимость охлаждения газа диктуется следующими соображениями. При компримировании газа возникает тепло, которое сохраняется в газовом потоке, так как теплоотдача в окружающую среду незначительная. Вследствие этого ухудшается режим работы КС, увеличивается расход мощности и расход газа на собственные нужды. Кроме того, увеличение температуры может привести к размягчению изоляции и нарушению ее целостности. Количество тепла, подводимое к потоку транспортируемого газа при компримировании, зависит от пропускной способности КС,

температуры газа на входе, степени сжатия, показателя адиабаты и политропического К.П.Д. нагнетателя. Это количество тепла эквивалентно рабочей мощности ГПА на КС.

При охлаждении газа водой используют следующие теплообменные аппараты: кожухотрубчатые, оросительные и типа “труба в трубе”. Кроме теплообменников, они включают: устройства для охлаждения воды, коммуникации, насос коллектор газа, приборы контроля и управления. При охлаждении воздухом применяют аппараты воздушного охлаждения различных типов.

Технологическая схема КС зависит от выбранного типа оборудования, числа параллельно работающих групп, производительности газопровода. Она включает в себя газопроводы технологического, топливного, пускового, импульсного и бытового газов. Коммуникации технологического газа обеспечивают транспортировку газа в пределах КС. В них входят установки для очистки газа от пыли, холодильники для его охлаждения, маслоуловители и маслосборники.

Эксплуатация оборудования компрессорных станций

Эксплуатация ГМК

Режим работы компрессорной установки должен быть максимально приближен к расчетному. Основные показатели режима работы КС – давление газа на входе и выходе и пропускная способность КС. На отклонение режима работы компрессорной установки могут оказывать влияние следующие параметры: частота вращения и часовой расход топлива, частота вращения и среднее индикаторное давление (для силовой части), частота вращения и часовая производительность, давление газа на входе и выходе и среднее индикаторное давление (для компрессорной части).

Пуск ГМК зависит в основном от следующих факторов: давления пускового воздуха в баллонах; чистоты трубопроводов пускового воздуха; исправности систем пуска, зажигания и питания топливом; температуры воды в системе охлаждения; температуры смазочного масла; исправности автоматики; квалификации обслуживающего персонала. При пуске ГМК необходимо следить за тем, чтобы в коллекторах отсутствовало давление газа. Перед подачей топлива в силовые цилиндры их необходимо продуть для удаления

взрывоопасной смеси. Для обеспечения надежного пуска ГМК необходимо:

1. подогревать агрегат перед пуском циркуляции воды системы охлаждения;
2. подогревать смазывающее масло;
3. поддерживать в баллонах пускового воздуха необходимое давление (1,7 МПа).

При сгорании топлива в цилиндрах двигателя вследствие трения деталей выделяется большое количество тепла, которое необходимо отводить с помощью системы охлаждения, обеспечивающей: отвод тепла от деталей и узлов, охлаждение смазочного масла, охлаждение газа, сжимаемого в ГМК.

В ГМК смазочное масло предназначено для создания жидкостного трения в трущихся парах и отвода избыточного тепла. От правильного обеспечения системы смазки зависят надежность и долговечность.

В систему питания топливом ГМК входят:

1. элементы газоснабжения, установки, приборы регулирования и контроля состояния газа в системе питания;
2. установки, узлы и приборы для приготовления и подачи газообразной горючей смеси в цилиндрах.

К системе питания предъявляют следующие требования:

1. подача топлива и его перемешивание с воздухом к концу сжатия должны обеспечивать создание однородной газовой смеси по всему объему камеры сгорания;
2. количество топлива поступающего, поступающего в цилиндры за каждый цикл, должно соответствовать количеству воздуха, заполняющего цилиндр;
3. количество газовой смеси, поступающей в разные цилиндры агрегата за один в течение всего периода работы на данном режиме, должно быть одинаковым по величине и составу;
4. при изменении нагрузки подача необходимого количества топлива должна изменяться автоматически.

Эксплуатация ГТУ

Успешная эксплуатация ГТУ зависит от ее конструкции, качества монтажа или ревизии. Надежность работы машины, развиваемая мощность, коэффициент полезного действия в большей степени зависят от качества сборки узлов ГТУ. При сборке

необходимо строго выдерживать допустимые зазоры. При увеличении зазора по проточной части резко снижаются к.п.д. и мощность.

При работе ГТУ большая часть узлов подвергается воздействию высоких температур. Для компенсации температурных удлинений предусматривают линейные компенсаторы, а по опорам – свободное перемещение элементов агрегата. Уровень теплового режима узлов агрегата обеспечивается системой воздушного охлаждения.

Перед началом пусконаладочных работ необходимо выполнить вспомогательное опробование трубопроводов, проверку арматуры, узлов управления кранами, испытание кабельных коммуникаций, ревизию электрооборудования, КИП, щитов управления и автоматики. При подготовке к пуску из холодного состояния необходимо провести внешний осмотр и проверку основного и вспомогательного оборудования. После общей поверки маслосистемы и циркуляционного водоснабжения проверяют масляные насосы и подачу масла к подшипникам. Необходимо проверять, нет ли течи на маслопроводах.

Последовательность операций при пуске агрегата и выводе его на режим минимальной нагрузки определяется конструктивными особенностями турбины нагнетателя, вспомогательного оборудования и запорной арматуры в соответствии с инструкцией завода-изготовителя. Большое значение для нормальной и безотказной работы системы автоматического регулирования и защиты подшипников и других узлов имеют чистота и качество масла.

Основные принципы работы агрегата и системы автоматики для всех типов газовых турбин остаются неизменными и отличаются конструктивным оформлением, но, несмотря на это, для каждого типа ГТУ имеются разработанные правила и инструкции.

При обслуживании агрегата любое показание прибора, не соответствующее допустимым параметрам, служит сигналом о неисправности какого-либо узла или системы агрегата. В нормально работающем агрегате перепад температуры масла на входе и выходе из подшипников не должен превышать 283-286 К. Необходимо брать пробу масла на анализ его чистоты один раз в смену и систематически проверять отдельные узлы агрегата на вибрацию.

2. Практическая часть

Подобрать оборудование компрессорной станции

Подбор оборудования КС

1. Сводные данные расчетных параметров природного газа по месторождениям Медвежьего и Оренбурга приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Расчетные параметры природного газа

| Компонент газа | Молекулярный состав, a_i , доли | Молекулярная масса, μ^* , кг/моль | Критическая температура $T_{кр}$, К | Критическое давление $P_{кр}$, МПа | Плотность ρ , кг/м ³ | Динамическая вязкость $\mu_i \cdot 10^{-7}$, Па·с |
|---------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|--|
| Метан CH_4 | 0,948 | 16,04 | 190,6 | 4,499 | 0,7168 | 103 |
| Этан C_2H_6 | 0,012 | 30,07 | 306 | 4,468 | 1,344 | 86,03 |
| Пропан C_3H_8 | 0,003 | 44,09 | 369,6 | 4,257 | 1,967 | 75,04 |
| Бутан C_4H_{10} | 0,01 | 58,13 | 425 | 3,995 | 2,598 | 69,06 |
| Высшие углеводороды C_5H_{12} | 0,006 | 72 | 500 | 3,5 | 3,12 | 64,02 |
| Двуокись углерода CO_2 | 0,005 | 44,01 | 304 | 6,654 | 1,977 | 138,02 |
| Азот N_2 +редкие | 0,003 | 28,02 | 126 | 3,394 | 1,25 | 166 |

По таблице 4.1 и формулам определяем средние параметры состава газов:

Молекулярная масса

$$\mu^* = \sum a_i \times \mu_i^* \quad (4.1)$$

Газовая постоянная

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu^*} \quad (4.2)$$

где $\bar{R} = 8314$ Дж / (кг · град) - универсальная газовая постоянная

$\Delta = \frac{\mu^*}{\mu_B}$ - относительная плотность по сравнению с воздухом

$\mu_B^* = 29$ молекулярная масса воздуха

$\mu = \sum a_i \cdot \mu_i$ - динамическая вязкость смеси

$\rho = \sum a_i \cdot \rho_i$ - средняя плотность смеси

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ - кинетическая вязкость

$T_{кр} = \sum a_i \cdot T_{кри}$ - средняя критическая температура

$P_{кр} = \sum a_i \cdot P_{кри}$ - среднее критическое давление

Полученные результаты заносим в таблицу 4.2

Таблица 4.2

Средние значения параметров смеси природного газа

| Параметры | μ^* , КГ/МОЛЬ | $T_{кр}$, К | $P_{кр}$, МПа | ρ , КГ/М ³ | μ , Па·с | R Дж / (кг · град) | Δ |
|-----------|----------------------|--------------|----------------|-------------------------------|-----------------|----------------------------|----------|
| Смесь | | | | | | | |

2. Определим расчетный расход компрессорной станции

$$Q_{к.р} = \frac{Q_{к.с}}{365 \times K_{нд} \times K_{эт} \times K_{ро}} \quad (4.3)$$

где $Q_{к.с}$ – годовая производительность КС; $K_{нд} = 0,99$ – относительный показатель надежности газопровода, учитывающий снижение его пропускной способности из-за аварийных ситуаций; $K_{эт} = 0,98$ – коэффициент экстремальных температур; $K_{ро} = 0,95$ – коэффициент расчетной обеспеченности газоснабжения потребителей.

3. По значению $Q_{к.р}$ выбирают диаметр трубопровода по ГОСТ 20295-85 (табл.4.3)

Таблица 4.3

Оптимальные параметры газопроводов

| Наружный диаметр газопровода, мм | Рабочее давление газа, МПа | Экономические интервалы, млрд.м ³ /год | |
|----------------------------------|----------------------------|--|---|
| | | без учета увеличения пропускной способности трубопровода | с учетом увеличения пропускной способности трубопровода |
| 1020 | 5,5 | до 8,1 | до 8,7 |
| 1020 | 7,5 | >11,2 | >14,2 |
| 1220 | 5,5 | 8,7-13 | 8,7-15,6 |
| 1220 | 7,5 | 11,2-13 | 14,3-18 |
| 1420 | 5,5 | 13-17,4 | 15,5-22,9 |
| 1420 | 7,5 | 13-26,7 | 18-29,1 |
| 1620 | 5,5 | 17,4-27,3 | 22,1-29,1 |
| 1620 | 7,5 | 26,7-34,7 | 29,1-40,9 |
| 2020 | 5,5 | >36 | >37,2 |
| 2020 | 7,5 | >45,9 | >50,8 |

4. Ориентировочно выбирают марку нагнетателя по подаче и степени сжатия. При этом надо, чтобы $z_i = \frac{Q_{к.р}}{Q_n}$ – число нагнетателей было ближе к целому числу. Здесь Q_n – номинальная подача нагнетателя, приведенная к стандартным физическим условиям (табл.4.4). При округлении z_i в большую сторону число машин будет больше нужного и подача каждого нагнетателя будет занижена, а при округлении в меньшую сторону – наоборот.

Любое отклонение от номинального режима более чем на $0,1 - 0,15 Q_n$ опасно с точки зрения появления помпажного режима.

Таблица 4.4

Основные параметры центробежных нагнетателей на номинальном режиме

| Тип ЦБН | Тип привода | Производительность при 20 °С и 760 мм.рт.ст, млн.м ³ /сут | Производительность в условиях всасывания, м ³ /мин | Давление газа (абсолютное), кгс/см ² | | Температура, °С | | Номинальная частота вращения ротора ЦБН, об/мин | Потребляемая мощность, кВт |
|----------|-------------|--|---|---|-----------|-----------------|-----------|---|----------------------------|
| | | | | на входе | на выходе | на входе | на выходе | | |
| 260-13-2 | ГТК-5 | 14,3 | 208 | 45,0 | 56 | 15 | 34 | 5400 | 4250 |
| 280-11-1 | ГТ-700-4 | 13,0 | 179 | 45,0 | 56 | 15 | 35 | 8000 | 4000 |
| 280-11-6 | СТМ-4000-2 | | | | | | | | |
| 280-12-7 | СТД-4000-2 | | | | | | | | |
| 370-17-1 | ГТ-750-6 | 19,8 | 289 | 45,0 | 56 | 15 | 35 | 5300 | 5850 |
| 370-18-1 | ГТК-10-4 | 37,0 | 370 | 62,0 | 76 | 15 | 33 | 4800 | 9900 |
| 520-12-1 | ГТК-10-2 | 29,3 | 486 | 46,3 | 56 | 15 | 36 | 4800 | 9000 |

| | | | | | | | | | |
|-------------------|-------------------|-------|---------|--------------|----|-------|----|---------------|-----------------|
| Н-16-79-1,25 | ГТН-16 | 51,0 | 664/566 | 48,6/60,8/76 | | 15/34 | - | 6410 /6180 | 14800/ 15600 |
| Н-16-76-1,37 | ГТН-16 | 37,0 | 416 | 55,5 | 76 | 15 | - | 6380 | 15200 |
| Н-16-76-1,44 | ГТН-16 | 31,0 | 368 | 52,8 | 76 | 15 | - | 6340 | 15500 |
| Н-300-1,23 | ГТ-6-750 | 19,0 | 260 | 44,0 | 56 | 15 | 38 | 6150 | 6000 |
| 235-25-1 | ГТК-10-4 | 18,3 | 217,3 | 52,8 | 76 | 15 | 46 | 4800 | 9000 |
| 235-21-3 | СТД-12500 | 18,5 | 228 | 50,7 | 76 | - | 50 | 5000 | 10000 |
| 650-22-2 | ГТН-25 | 47,0 | 580 | 50,7 | 76 | 15 | 51 | 3700 | 25500 |
| ГПА-Ц- 6,3/56М | НК-12-СТ | 10,7 | 196 | 38,6 | 56 | 20 | - | 8200 | 6300 |
| ГПА-Ц-6,3/76 | НК-12-СТ | 11,4 | 149 | 52,4 | 76 | 20 | - | 8200 | 6300 |
| ГПА-Ц-16/76 | НЦ-16/76- 1,45 | 32,59 | 387,6 | 52,4 | 76 | 15 | 46 | 4900 | 16000 |

Расчет режима работы КС

Исходными данными для расчета являются тип нагнетателя, P_H ,

$P_{вс}$, $P_{кр}$, $T_{кр}$, Δ , $T_{вс}$, производительность нагнетателя $Q_H = \frac{Q_{к.р}}{z_i}$ (млн. м³/сут.)

1. Определить плотность газа при стандартных условиях

$$\rho_{ст} = \Delta \times \rho_{возд.ст} \quad (4.4)$$

где $\rho_{возд.ст} = 1,206 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при стандартных условиях.

2. Определить коэффициент сжимаемости при условиях всасывания

$$z_{вс} = 1 - 0,4273 \times \left(\frac{P_{вс}}{P_{кр}} \right) \times \left(\frac{T_{вс}}{T_{кр}} \right)^{-3,668} \quad (4.5)$$

3. Определить плотность газа при условиях всасывания

$$\rho_{вс} = \frac{P_{вс}}{z_{вс} \times R \times T_{вс}} \quad (4.6)$$

4. Определить объемную производительность при условиях всасывания, м³/мин

$$Q_{вс} = \frac{Q_H \times \rho_{ст} \times 10^{-6}}{\rho_{вс} \times 1440} \quad (4.7)$$

5. Определить приведенную объемную производительность

$$Q_{вс.пр} = \frac{n_H}{n} Q_{вс}, \text{ м}^3/\text{мин} \quad (4.8)$$

где n_n – номинальные обороты привода, об/мин; n – рабочие обороты привода, об/мин.

6. Определить давление газа в нагнетательном патрубке

$$P_{\text{наг}} = P_{\text{вс}} \times \varepsilon, \text{ МПа} \quad (4.9)$$

где $\varepsilon = 1,28$ - степень сжатия

7. Определить давление газа на выходе из компрессорной станции (на входе в линейный участок)

$$P_n = P_{\text{наг}} - \Delta P_{\text{вых}} - \Delta P_{\text{охл}}, \text{ МПа} \quad (4.10)$$

где $\Delta P_{\text{вых}} = 12$ МПа, гидравлические потери давления газа в трубопроводах между компрессорным цехом и узлом подключения к линейной части магистрального газопровода (принимаются по нормам технологического проектирования); $\Delta P_{\text{охл}} \leq 0,06$ МПа – потери давления в установке охлаждения газа

8. Определить температуру газа после компримирования

$$T_{\text{наг}} = T_{\text{вс}} \times \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.11)$$

где k – показатель политропы, для природных газов изменяется в пределах 1,25 – 1,4. Для практических расчетов $k = 1,31$.

Исходные данные

| № вар. | $Q_{\text{кв}}$, млрд. м ³ /г од | Давление газа, МПа | | Температура газа $t_{\text{охл}}$, °С | | Среднегодовая температура воздуха t_0 , °С |
|--------|--|--------------------------------|---------|---|--------------|--|
| | | на входе $P_{\text{вх}}$ | рабочее | на входе | на выходе | |
| 1 | 9,5 | 4,5 | 5,5 | 10 | 19 | 7,7 |
| 2 | 11,5 | 4,5 | 7,5 | 12 | 19 | 7,4 |
| 3 | 16,5 | 4,0 | 5,5 | 15 | 19 | 5,1 |
| 4 | 19,5 | 4,5 | 7,5 | 10 | 19 | 6,1 |
| 5 | 25,5 | 5,2 | 5,5 | 10 | 19 | 6,5 |
| 6 | 29,5 | 5,2 | 7,5 | 10 | 19 | 5,4 |
| 7 | 30,5 | 4,6 | 5,5 | 12 | 19 | 5,3 |
| 8 | 10,5 | 5,5 | 7,5 | 15 | 19 | 13,5 |
| 9 | 12,5 | 4,5 | 5,5 | 10 | 19 | 7,8 |
| 10 | 16,0 | 4,5 | 7,5 | 10 | 19 | 7,4 |
| 11 | 20,5 | 4,5 | 5,5 | 15 | 19 | 6,5 |
| 12 | 25,5 | 5,5 | 7,5 | 15 | 19 | 7,2 |
| 13 | 30,5 | 4,4 | 5,5 | 15 | 19 | 5,1 |
| 14 | 8,5 | 4,5 | 7,5 | 15 | 19 | 6,1 |

| | | | | | | |
|----|------|-----|-----|----|----|------|
| 15 | 13,5 | 4,5 | 7,5 | 15 | 19 | 6,5 |
| 16 | 15,5 | 4,5 | 7,5 | 15 | 19 | 5,4 |
| 17 | 21,5 | 6,2 | 7,5 | 15 | 19 | 5,3 |
| 18 | 24,5 | 5,5 | 7,5 | 15 | 19 | 6,9 |
| 19 | 31,5 | 5,5 | 7,5 | 19 | 19 | 14,5 |
| 20 | 30 | 5,2 | 5,5 | 18 | 19 | 6,8 |
| 21 | 16 | 4,5 | 7,5 | 15 | 19 | 7,2 |
| 22 | 17,2 | 4,5 | 5,5 | 12 | 19 | 6,5 |
| 23 | 18,8 | 4,5 | 7,5 | 10 | 19 | 7,8 |
| 24 | 19,4 | 4,5 | 5,5 | 12 | 19 | 7,4 |
| 25 | 10 | 4,5 | 7,5 | 15 | 19 | 5,1 |
| 26 | 11,7 | 3,8 | 5,5 | 12 | 19 | 6,1 |
| 27 | 15 | 4,5 | 7,5 | 15 | 19 | 6,5 |
| 28 | 14 | 5,5 | 7,5 | 15 | 19 | 10 |
| 29 | 13 | 4,5 | 7,5 | 15 | 19 | 9 |
| 30 | 17,9 | 4,5 | 7,5 | 15 | 19 | 8,2 |

Практическое занятие 5 **Расчет адсорбционного способа осушки газа**

Цель работы: определение параметров и принципа работы адсорбционной установки осушки газа

1. Теоретическая часть

Адсорбционный способ осушки газа осуществляют на технологической установке осушки газа, основным аппаратом которой является абсорбер.

Кроме этого, в состав установки входят холодильник, трубопроводы, ДЭГ, теплообменники, выветриватель, промежуточная емкость ДЭГ, насосы, десорбер, испаритель.

Абсорбер – массообменная барботажная колонна, оборудованная тарелками с круглыми или желобчатыми колпачками, обеспечивающими постоянный уровень жидкости на тарелках. Влажный газ направляют в нижнюю часть колонны, где в скрубберной секции происходит отделение капельной влаги. Навстречу потоку газа в абсорбер подают раствор диэтиленгликоля (ДЭГ) или триэтиленгликоля (ТЭГ) вводимый на верхнюю тарелку. Стекающий по тарелке вниз и извлекающий влагу из газа раствор по мере насыщения отводят из нижней части колонны на регенерацию. Осушенный газ проходит верхнюю скрубберную секцию, в которой отделяются капли унесенного раствора. Затем газ поступает

через верхнюю часть колонны в газопровод. Вторично гликоли используют после регенерации. Насыщенный влагой раствор гликоля выходит из абсорбера, проходит первый теплообменник, где подогревается за счет тепла горячего поглотителя, выходящего из нижней части десорбера, и поступает в выветриватель, в котором из него выделяются газы, поглощенные в абсорбере (рис.5.1.).

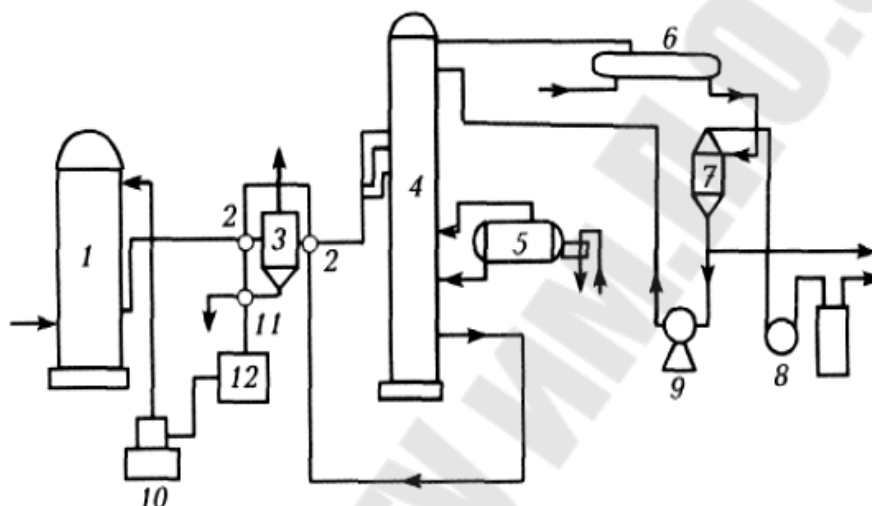


Рис. 5.1. Принципиальная схема установки осушки газа:

1 – абсорбер; 2 – теплообменник; 3 – выветриватель; 4 – десорбер; 5 – испаритель; 6 – конденсатор; 7 – емкость для конденсата; 8 – вакуум-насос; 9 – насос для орошения выпарной колонны; 10 – насос; 11 – холодильник; 12 – промежуточная емкость ДЭГ

Затем раствор подают во второй теплообменник и далее в десорбер для регенерации.

Десорбер – массообменная колонна насадочного или тарельчатого типа. При диаметре колонны до 600 мм десорбер засыпают насадкой свыше 600 мм и оборудуют 14 – 18 колпачковыми тарелками. Жидкость вводят в среднюю часть колонны. В нижнюю часть колонны тепло подводят выносным испарителем (рибойлером), где носитель нагревается нагретым керосином или водяным паром. В верхнюю часть десорбера падают орошение конденсат водяных паров, выделяющихся при регенерации растворов. Десорберы рассчитывают графически или аналитически по методу Кремсера.

Выветриватели обеспечивают нормальный переток жидкости из конденсатора (абсорбера) через теплообменники в десорбер и способствуют ликвидации газовых пробок. Обычно выветриватели устанавливают между первым и вторым

теплообменником. Теплообменники на установках осушки газа предназначены для нагревания насыщенного раствора концентрированным раствором и для охлаждения концентрированного раствора водой. На установках сравнительно небольшой производительности (до 1,5 млн м³/сут) применяются теплообменники “труба в трубе”. На установках большой производительности, как правило, применяют кожухотрубчатые теплообменники.

2. Практическая часть

Провести расчет адсорбционного способа осушки газа при следующих исходных данных.

Осушитель – цеолит NaA, срок службы 3-4 года, влагоемкость службы 9% по массе; десорбцию влаги из цеолита проводят сырым газом, имеющим температуру на входе в адсорбер $T_{вх}$ К; расход $Q_{сут}$ м³/сут, влагосодержание газа в начале процесса осушки U_1 кг/м³.

Линейная скорость газа при параметрах адсорбции W м/с, время контакта газа и адсорбента не менее 10 с, коэффициент сжимаемости газа z , давление p МПа.

Продолжительность циклов: адсорбции $\tau_a = 8$ ч, регенерации $\tau_p = 6$ ч, охлаждение $\tau_o = 2$ ч. Диаметр адсорбера $d = 3$ м.

1. Рассчитываем цикл адсорбции

1) определяем количества адсорбента

$$G = \frac{Q_{сут} \cdot (U_1 - U_2) \cdot \tau_a}{\alpha_d}, \text{ кг} = m \quad (5.1)$$

где U_1 – влагосодержание газа в начале процесса осушки; U_2 – влагосодержание газа в конце процесса осушки (принимаем, что вся влага извлекается из газа, т.е. $U_2 = 0$); α_d – динамическая влагоемкость цеолита равная 6% по массе.

Полученное количество цеолита удваиваем для обеспечения непрерывности периодического процесса, тогда общая потребность цеолита на 3-й год эксплуатации составит:

$$G_1 = 2 \cdot G, \text{ т}$$

2) производительность одного адсорбера

$$V_a = W \cdot \frac{p \cdot 10,2}{z} \cdot 0,785 \cdot d^2 \cdot 3600, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (5.2)$$

3) число адсорберов

$$n_a = \frac{Q_{\text{сут}}}{V_a}, \text{ ШТ} \quad (5.3)$$

Полученное число адсорберов удваиваем, т.е. установка будет состоять из двух технологических ниток по n_a адсорбера каждая, то есть

$$n = 2 \cdot n_a$$

- 4) количество цеолита в одном адсорбере

$$G_a = \frac{G_1}{n}, \text{ Т} \quad (5.4)$$

- 5) высота слоя цеолита при его насыпной массе $\rho = 0,65$

$$H = \frac{G_a}{\rho \cdot 0,785 \cdot d^2}, \text{ М} \quad (5.5)$$

- 6) время контакта газа и адсорбента

$$\tau_k = \frac{H}{W}, \text{ с} \quad (5.6)$$

2. Рассчитываем десорбцию

- 1) расход теплоты на нагрев адсорбента

$$Q_1 = G_a \cdot c_{\text{АДС}} \cdot (T_{\text{ср}} - T_{\text{нач}}), \text{ Дж} \quad (5.7)$$

где $T_{\text{ср}}$ – средняя температура регенерации

$$T_{\text{ср}} = \frac{(T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}})}{2}$$

где $T_{\text{вых}}$ – температура газа регенерации на выходе из слоя в конце регенерации, равная 503 при $T_{\text{вх}} = 523 \text{ К}$ и 480 К при $T_{\text{вх}} = 500 \text{ К}$, $c_{\text{АДС}}$ – удельная теплоемкость адсорбента, равная 0,88; $T_{\text{нач}}$ – температура адсорбента в начале регенерации, равна 298 К.

- 2) расход теплоты на нагрев адсорбера с массой (G_m) 21000 кг

$$Q_2 = 3 \cdot G_m \cdot c_m \cdot (T_{\text{ср}} - T_{\text{нач}}), \text{ Дж} \quad (5.8)$$

где c_m – удельная теплоемкость металла, равная 0,5

- 3) расход теплоты на нагрев теплоизоляции,

$$Q_3 = 0,2 \cdot Q_2, \text{ Дж} \quad (5.9)$$

- 4) расход теплоты на нагрев воды при влагоемкости адсорбента 9%

$$Q_4 = G_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{\text{кип}} - T_{\text{нач}}), \text{ Дж} \quad (5.10)$$

где c_{H_2O} – удельная теплоемкость воды, равная 4,187; $T_{\text{кип}}$ – температура кипения воды при давлении газа регенерации, равная 559 К; G_{H_2O} – количество влаги, содержащейся в адсорбенте, равна

$$G_{H_2O} = \frac{G_m \cdot 9}{100}$$

5) расход теплоты на испарение воды, Дж

$$Q_5 = G_{H_2O} \cdot c_{исп} \quad (5.11)$$

где $c_{исп}$ – скрытая теплота испарения, равная 2256,8;

6) потери тепла

$$Q_6 = 0,1 \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) \quad (5.12)$$

7) расход газа регенерации

$$V_r = \frac{Q_6}{\rho \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \left(T_{вх} - \frac{T_{нач} + T_{вых}}{2} \right)}, \text{ м}^3/\text{цикл} \quad (5.13)$$

где $K_1 = 1,463$ – переводной коэффициент; $K_2 = 1,293$ – переводной коэффициент

По двум технологическим линиям расход

$$V = 2 \cdot 12 \cdot V_r$$

3. Рассчитываем охлаждение:

1) температура слоя в конце охлаждения $T_{охл} = 318 \text{ К}$

2) количество теплоты, которое необходимо отвести при охлаждении адсорбента

$$Q_1 = G_a \cdot c_{АДС} \cdot \left(\frac{T_{вых} - T_{нач}}{2} - T_{охл} \right), \text{ Дж} \quad (5.14)$$

3) количество теплоты, которое необходимо отвести при охлаждении адсорбента и металлоконструкции

$$Q_2 = 3 \cdot G_m \cdot c_m \cdot \left(\frac{T_{вых} - T_{нач}}{2} - T_{охл} \right), \text{ Дж} \quad (5.15)$$

4) тепловые потери при охлаждении

$$Q_3 = (Q_1 + Q_2) \cdot 0,05, \text{ Дж} \quad (5.16)$$

5) общая теплота охлаждения

$$Q_{общ} = Q_1 + Q_2 - Q_3, \text{ Дж} \quad (5.17)$$

6) объем газа, необходимого для охлаждения

$$V_0 = \frac{Q_{общ}}{\rho \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{T_{нач} + T_{вых}}{2} - T_{охл} \right)}, \text{ м}^3/\text{цикл} \quad (5.18)$$

7) расход газа в цикле охлаждения соответствует расходу газа в цикле регенерации. Время, за которое закончится охлаждение адсорбера

$$\tau_{охл} = \frac{V_r}{V_0}, \text{ с} \quad (5.19)$$

Исходные данные

| № вар. | $T_{\text{вх}}$ К | $Q_{\text{сут}}$ м ³ /сут | U_1 кг/м ³ | W м/с | p , МПа | z |
|-----------|-------------------|---|-------------------------|---------|--------------|------|
| 1 | 523 | $12,7 \cdot 10^6$ | $0,579 \cdot 10^{-3}$ | 0,2 | 5,5 | 0,9 |
| 2 | 500 | $10 \cdot 10^6$ | $0,4 \cdot 10^{-3}$ | 0,23 | 4,5 | 0,8 |
| 3 | 523 | $9 \cdot 10^6$ | $0,55 \cdot 10^{-3}$ | 0,15 | 4,6 | 0,75 |
| 4 | 500 | $10,1 \cdot 10^6$ | $0,42 \cdot 10^{-3}$ | 0,16 | 4,7 | 0,77 |
| 5 | 523 | $10,5 \cdot 10^6$ | $0,44 \cdot 10^{-3}$ | 0,17 | 4,8 | 0,78 |
| 6 | 500 | $10,8 \cdot 10^6$ | $0,46 \cdot 10^{-3}$ | 0,18 | 4,9 | 0,79 |
| 7 | 523 | $11,0 \cdot 10^6$ | $0,47 \cdot 10^{-3}$ | 0,19 | 5,0 | 0,8 |
| 8 | 500 | $10,2 \cdot 10^6$ | $0,48 \cdot 10^{-3}$ | 0,21 | 5,1 | 0,81 |
| 9 | 523 | $10,3 \cdot 10^6$ | $0,49 \cdot 10^{-3}$ | 0,22 | 5,2 | 0,82 |
| 10 | 500 | $10,4 \cdot 10^6$ | $0,51 \cdot 10^{-3}$ | 0,23 | 5,3 | 0,83 |
| 11 | 523 | $10,6 \cdot 10^6$ | $0,52 \cdot 10^{-3}$ | 0,155 | 5,4 | 0,84 |
| 12 | 500 | $10,7 \cdot 10^6$ | $0,53 \cdot 10^{-3}$ | 0,165 | 5,5 | 0,85 |
| 13 | 523 | $10,9 \cdot 10^6$ | $0,54 \cdot 10^{-3}$ | 0,175 | 4,55 | 0,86 |
| 14 | 500 | $11,2 \cdot 10^6$ | $0,56 \cdot 10^{-3}$ | 0,185 | 4,65 | 0,87 |
| 15 | 523 | $11,3 \cdot 10^6$ | $0,57 \cdot 10^{-3}$ | 0,195 | 4,75 | 0,88 |
| 16 | 500 | $11,4 \cdot 10^6$ | $0,462 \cdot 10^{-3}$ | 0,205 | 4,85 | 0,89 |
| 17 | 523 | $11,5 \cdot 10^6$ | $0,467 \cdot 10^{-3}$ | 0,215 | 4,95 | 0,9 |
| 18 | 500 | $11,6 \cdot 10^6$ | $0,485 \cdot 10^{-3}$ | 0,225 | 5,05 | 0,91 |
| 19 | 523 | $11,7 \cdot 10^6$ | $0,481 \cdot 10^{-3}$ | 0,235 | 5,15 | 0,92 |
| 20 | 500 | $11,8 \cdot 10^6$ | $0,436 \cdot 10^{-3}$ | 0,2 | 5,25 | 0,93 |
| 21 | 523 | $11,9 \cdot 10^6$ | $0,427 \cdot 10^{-3}$ | 0,23 | 5,35 | 0,94 |
| 22 | 500 | $12,1 \cdot 10^6$ | $0,459 \cdot 10^{-3}$ | 0,15 | 5,45 | 0,95 |
| 23 | 523 | $12,2 \cdot 10^6$ | $0,475 \cdot 10^{-3}$ | 0,16 | 5,5 | 0,75 |
| 24 | 500 | $12,3 \cdot 10^6$ | $0,546 \cdot 10^{-3}$ | 0,17 | 5,1 | 0,77 |
| 25 | 523 | $12,4 \cdot 10^6$ | $0,488 \cdot 10^{-3}$ | 0,18 | 5,2 | 0,78 |
| 26 | 500 | $12,5 \cdot 10^6$ | $0,41 \cdot 10^{-3}$ | 0,19 | 5,3 | 0,79 |
| 27 | 523 | $12,6 \cdot 10^6$ | $0,428 \cdot 10^{-3}$ | 0,21 | 5,4 | 0,8 |
| 28 | 500 | $12,7 \cdot 10^6$ | $0,437 \cdot 10^{-3}$ | 0,22 | 5,5 | 0,81 |
| 29 | 523 | $12,75 \cdot 10^6$ | $0,444 \cdot 10^{-3}$ | 0,23 | 4,55 | 0,82 |
| 30 | 500 | $13,0 \cdot 10^6$ | $0,468 \cdot 10^{-3}$ | 0,21 | 4,65 | 0,85 |

Литература

1. Бармин С.Ф. Справочник работника магистрального газопровода. - М.: Недра, 1974. – 331 с.
2. Громов А.В., Гузанов А.Е. Эксплуатационнику магистральных газопроводов. - М.: Недра, 1987. – 174 с.
3. Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Акбердин А.М. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций.- М.: Недра, 2001. – 231 с.

4. Коваленко П.В., Рябыш А.С. Машины и оборудование газонефтепроводов: учебно-методический комплекс, часть 1 и 2. - Новополюцк.: УО "Полоцкий государственный университет", 2005. – 640 с.

5. Котелевский Ю.М. Современные конструкции трубопроводной арматуры для нефти и газа. - М.: Недра, 1976. – 496 с.

6. Мороз А.П., Мальцуров И.И., Арустамов К.Г. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций.- М.: Недра, 1979. – 328 с.

7. Мустафин Ф.М., Коновалов Н.И., Гельметдинов Р.Ф. Машины и оборудование газонефтепроводов. – Монография. Уфа, 2002. – 383 с.

8. Спасский К.Н. Насосные и компрессорные станции. – М.: ВЗПИ, 1990. – 73 с.

9. Степанов О.А., Иванов В.А. Охлаждение газа и масла на КС. – М.: Недра, 1982. – 143 с.

10. Шпотаковский М.М. Охлаждение транспортируемого природного газа на КС магистральных газопроводов. – М.: Недра, 1991. – 60 с.

Содержание

| | | |
|------------------------|--|----|
| Практическое занятие 1 | Проектирование и эксплуатация насосов | 3 |
| Практическое занятие 2 | Расчет системы маслоснабжения насосных агрегатов и маслоохлаждения | 12 |
| Практическое занятие 3 | Расчет режимов работы центробежных нагнетателей | 20 |
| Практическое занятие 4 | Технологические схемы компрессорных станций | 30 |
| Практическое занятие 5 | Расчет адсорбционного осушки газа | 42 |
| Литература | | 49 |

Козырева Светлана Владимировна

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ
ОБОРУДОВАНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ
ТРУБОПРОВОДОВ**

**Практикум
по одноименному курсу
для слушателей специальности переподготовки
1-70 05 75 «Трубопроводный транспорт, хранение
и реализация нефтегазопродуктов»
заочной формы обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 30.01.18.

Пер. № 5Е.

<http://www.gstu.by>