

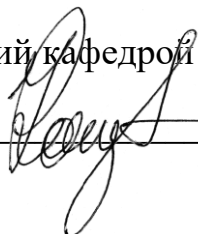
МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт *горного дела и строительства*
Кафедра «Геотехнологии и строительство подземных сооружений»

Утверждено на заседании кафедры
«Геотехнологии и строительство
подземных сооружений»
«24» января 2023 г., протокол № 6

Заведующий кафедрой

 Н.М. Качурин

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по проведению практических (семинарских) занятий
по дисциплине (модулю)
«Эксплуатация насосных и компрессорных станций»

основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата

по направлению подготовки
21.03.01 Нефтегазовое дело

с направленностью (профилем)
Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта и хранения нефти,
газа и продуктов переработки

Форма обучения: очная

Идентификационный номер образовательной программы: 210301-01-23

Тула 2023 год

Разработчик методических указаний

Сарычев В.И., проф., д-р техн. наук, доц.
(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)


(подпись)

Жабин А.Б., проф., д.т.н., проф.
(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)


(подпись)

СОДЕРЖАНИЕ

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1. Подбор основного оборудования нефтеперекачивающих станций магистральных нефтепроводов	4
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2. Регулирование режимов работы нефтеперекачивающих станций нефтепроводов	13
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3. Обеспечение бескавитационной работы насосов на нефтеперекачивающей станции нефтепроводов	20
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4. Подбор газоперекачивающего агрегата для компрессорной станции магистрального газопровода	23
ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РЕЖИМА РАБОТЫ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ НАГНЕТАТЕЛЯМИ	27
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 5. Расчет располагаемой мощности газотурбинной установки	29
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6. Расчет мощности, потребляемой компрессорными машинами	31
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 7. Расчет режима работы нагнетателей первой ступени сжатия	32
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 8. Расчет режима работы нагнетателей второй (третьей) ступени сжатия	35
ЗАДАЧА ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ К РАБОТАМ 5-8 .	37
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 9. Обеспечение беспомпажной работы нагнетателей компрессорной станции	38
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	41
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Основные геометрические параметры насосов	43
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Характеристики подпорных насосов	44
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Характеристики насосов типа НМ	46
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Соотношение количества, рабочих и резервных ГПА на КС одноточных газопроводов	51
ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Техническая характеристика ГПА с трубопроводом	52
ПРИЛОЖЕНИЕ 6. Техническая характеристика ГПА с электроприводом	53
...	
ПРИЛОЖЕНИЕ 7. Техническая характеристика газомоторных поршневых ГПА	54
ПРИЛОЖЕНИЕ 8. Определение приведенных затрат на КС	55
ПРИЛОЖЕНИЕ 9. Нормативные номинальные значения параметров ГТУ	57
ПРИЛОЖЕНИЕ 10. Нормативные значения потерь давления в коммуникациях КС	58
ПРИЛОЖЕНИЕ 11. Номограмма для определения коэффициента сжимаемости Z в зависимости от давления, температуры и относительной плотности газа	59
ПРИЛОЖЕНИЕ 12. Приведенные характеристики центробежных нагнетателей	60

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1. Подбор основного оборудования нефтеперекачивающих станций магистральных нефтепроводов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся навыков подбора основного оборудования нефтеперекачивающих станций, включающего основные технологические насосы и приводящие их двигатели.

Задачи работы заключаются в выборе типа и марки насосов по физическим характеристикам перекачиваемой жидкости, требуемым подаче и напору станции; в проверке правильности выбора насосов по допустимой высоте всасывания; в определении количества рабочих насосов; в проверке расчетного числа рабочих насосов на выполнение условий сохранения прочности корпуса насоса и трубопровода; в расчете общего числа насосов на НС с учетом резерва; в подборе двигателей для привода насосов.

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

К основному оборудованию насосных станций (НС) относятся основные технологические насосы станции и приводящие их двигатели. Подбор оборудования производится по следующим исходным данным: расчетная температура перекачки, расчетные вязкость и плотность перекачиваемой жидкости, давление насыщенных паров жидкости, требуемые подача и напор НС.

1. Расчетная температура находится в зависимости от условий перекачки. Если НС предназначена для перекачки одного вида жидкости, например, нефти определенного и неизменного в процессе эксплуатации НС состава, за расчетную температуру принимается минимальная температура жидкости в трубопроводе. Для трубопроводов небольшой протяженности и малых диаметров (до 500 мм), какими являются нефтебазовские, внутризаводские, внутрипромысловые и прочие трубопроводы, это минимальная температура окружающей трубопровод среды, для трубопроводов протяженных и больших диаметров - также минимальная температура окружающей трубопровод среды, но с поправкой на начальную

температуру жидкости, тепловыделение в трубопроводе, обусловленное трением потока, и теплопередачу тепла в окружающую среду.

При выполнении ориентировочных расчетов и учебных заданий за расчетную температуру во всех случаях можно принимать температуру окружающей трубопровод среды. Для заглубленных трубопроводов это минимальная температура грунта на глубине заложения трубопровода.

Если НС перекачивает несколько видов жидкости, например, несколько сортов нефтепродуктов, в расчет принимается, как минимум, две температуры - минимальная температура жидкости, определяемая аналогично рассмотренному, и максимальная температура жидкости в трубопроводе.

2. Расчетные вязкость и плотность жидкости находятся по известным формулам на основе расчетных температур и справочных данных по физическим свойствам нефти и нефтепродуктов.

При этом, если НС перекачивает по одному трубопроводу несколько видов нефти или нефтепродуктов, вязкость и плотность рассчитываются для каждой жидкости при максимальной и минимальной расчетной температуре.

Иногда НС предназначены для транспорта нескольких видов жидкости по различным трубопроводам (например, НС нефтебаз). В этом случае ранее рассмотренные расчеты выполняются для всех жидкостей каждого трубопровода.

3. Давление насыщенных паров нефтепродуктов находится по справочным данным для максимальной температуры нефтепродуктов на входе в насосы. Для НС магистральных нефтепроводов давление насыщенных паров нефти принимается равным 500 мм.рт.ст.

4. Требуемая подача НС обычно указывается в задании на проектирование станции. Для НС магистральных нефте- и нефтепродуктопроводов подача дается в тоннах за год. На ее основе находятся расчетная часовая Q , ($\text{м}^3/\text{ч}$) и максимальная часовая Q_{max} ($\text{м}^3/\text{ч}$) подачи станции

$$Q = \frac{G}{24\tau}; \quad Q_{\text{max}} = K_n Q;$$

где G - производительность станции, т/год; 24 - число часов в сутках; ρ - расчетная плотность жидкости, $\text{т}/\text{м}^3$; τ - количество рабочих дней станции в году; K_n - коэффициент, учитывающий резерв пропускной способности нефтепровода (подачи НС) на случай перераспределения потоков в системе нефтепроводов в процессе ее эксплуатации.

Для других НС, в частности станций нефтебаз, подача находится на основе заданных объемов перекачки различных видов жидкости, нормативного времени слива (налива) этих жидкостей (из железнодорожных маршрутов, танкеров и т.д.) и перечня технологических операций, совмещаемых во времени и осуществляемых насосами НС.

Если технологическая схема и диаметры трубопроводов, подходящих к НС нефтебаз, известны, то требуемые подачи НС по различным видам жидкостей находятся по пропускной способности трубопроводов для каждой жидкости. Так при работе НС на один или несколько последовательно соединенных трубопроводов требуемая подача станции принимается равной пропускной способности такого трубопровода. При работе станции на несколько параллельно соединенных и одновременно работающих трубопроводов требуемая подача НС принимается равной сумме пропускных способностей этих трубопроводов. Если параллельно соединенные трубопроводы работают не одновременно, требуемая подача НС находится с учетом возможного совпадения во времени подачи жидкости по нескольким трубопроводам. На таких станциях предусматривается несколько параллельно соединенных насосов и изменение количества работающих машин в зависимости от требуемой подачи НС.

5. Требуемый напор станции находится по подаче. Для трубопроводов с несколькими станциями, расположенными по трассе трубопровода, требуемый напор НС находится в ходе технико-экономических расчетов по определению оптимальных параметров всей транспортной магистрали.

Ориентировочно потребный напор в этом случае может быть рассчитан по формуле

$$H_{nc} = \frac{p}{\rho g} + h_n - h, \quad (1)$$

где ρ - расчетная плотность жидкости, кг/м^3 ; g - ускорение свободного падения, м/с^2 ; h_n - потери напора в коммуникациях НС со стороны нагнетания, примерно равные 5 м; h - подпор насосов станции, ориентировочно равный 50 м; p - рабочее давление магистрального трубопровода, принимаемое в зависимости от годовой производительности станции по приложению 5, Н/м^2 .

Для коротких трубопроводов, которыми являются магистральные нефтепроводы с одной станцией, трубопроводы нефтебаз и т.д., требуемый напор НС рассчитывается по формулам:

- для НС нефтебаз и внутризаводских станций

$$H_{nc} = H_n + \Delta Z + (h_k - h_0); \quad (2)$$

- для основных НС коротких магистральных трубопроводов.

$$H_{nc} = H_n + \Delta Z_n + h_k - h. \quad (3)$$

Здесь H_n и H_v – потери напора на трение и местные сопротивления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах при расчетных подачах (для магистралей – для Q и Q_{max}) и температурах, м; ΔZ – разность геодезических отметок конца нагнетательного и начала всасывающего трубопроводов, м; h_k и h_0 – максимальный напор в конце нагнетательного трубопровода и минимальный напор в начале всасывающего трубопровода, м; ΔZ_n – разность геодезических отметок конца и начала нагнетательного трубопровода, (магистрали).

Обычно h_0 соответствует минимальному уровню разлива жидкости в резервуаре откачки, а h_k – максимальному разливу в резервуаре подачи, если НС подает жидкость в резервуарный парк. В других случаях h_k – потери напора в технологических объектах, следующих после нагнетательного трубопровода станции, примером которых являются наливные стояки, эстакады и т.д.

Если НС перекачивает несколько видов жидкости H_{nc} рассчитывается для каждой жидкости при минимальной и максимальной расчетной температуре.

Для расчета H_{nc} по формулам (2) и (3) необходимо знать протяженность и диаметры соответствующих трубопроводов либо потери в них.

6. Выбор типа и марки насосов проводится по характеристикам перекачиваемой жидкости (вязкости, температуре, давлению насыщенных паров), требуемой подаче и напору станции.

На магистральных трубопроводах транспорт нефти и ее продуктов с температурой не выше 80 °С и вязкостью ниже $3 \cdot 10^{-4}$ м²/с осуществляется центробежными насосами, перекачка высоковязких и парафинистых нефтей – поршневыми или совместно поршневыми и центробежными насосами.

На других НС также в основном применяются эти типы насосов.

После выбора типа насосов определяется наиболее прогрессивная и реально располагаемая (производимая промышленностью) серия насосов данного типа, схема соединения насосов на станции, затем марка насоса.

Среди центробежных магистральных насосов в настоящее время новейшими являются насосы серии НМ по ГОСТ 12124-80. Для создания им необходимого подпора предусмотрены насосы серии НПВ. Современные поршневые насосы – НТ-45; П-75; П-85/8.

На НС нефтебаз, внутризаводских и наливных станциях применяется широкий круг центробежных и поршневых насосов. На этих станциях находят применение и насосы НПВ.

Схема соединения насосов на станции зависит от назначения НС.

На основной НС магистральных трубопроводов поршневые насосы соединяются параллельно, а центробежные – последовательно.

Однако, если параллельно с трубопроводом, обслуживаемым проектируемой НС, проходят другие аналогичные магистрали, на станции обязательно предусматривается возможность параллельно-последовательной схемы соединения центробежных насосов (на случай аварии) при постоянной последовательной схеме работы.

Регламентируемая последовательная схема соединения насосов диктует подбор основных насосов по подаче. Подача насосов должна равняться требуемой подаче станции. Принимаются насосы, для которых Q и Q_{max} попадают в рабочую зону характеристик насосов (прил. 3). Если этому условию удовлетворяет несколько насосов, выбирается тот, который обеспечивает требуемые Q и Q_{max} при большем к.п.д. и сменном роторе на меньшую подачу.

Если в будущем не планируется увеличение производительности трубопровода и НС, из всех конкурирующих насосов выбирается насос на меньшую подачу (как наиболее дешевый), удовлетворяющий ранее отмеченным критериям подбора.

Схема соединения подпорных насосов на магистральных трубопроводах также последовательная или параллельная. Подпорный насос подбирается по подаче и напору. Его подача должна равняться подаче выбранного основного насоса, напор примерно на 30 м больше допустимого кавитационного запаса основного насоса $\Delta h_{доп}$.

На НС нефтебаз и других объектов, где жидкость транспортируется на сравнительно небольшие расстояния, подбор насосов проводится таким образом, чтобы требуемые подача и напор станции обеспечивались одним насосом.

Исходя из этого и подраздела 4 настоящей работы, на подобных НС практикуется либо установка одного насоса для каждой группы жидкости, либо параллельное соединение нескольких насосов.

Подбор насосов проводится по их характеристикам таким образом, чтобы требуемые подачи для всех видов жидкостей, перекачиваемых данным насосом, попали в рабочую зону характеристики насоса, а требуемые напоры были равны или меньше (не более чем на 20 %) напора насоса при соответствующих требуемых подачах. При подборе насосов по нормальному ряду принимаются насосы, для которых все расчетные подачи и напоры попадают в рабочую область насоса.

В случае параллельной установки нескольких насосов (см. подраздел 4) подбирается насос с подачей, составляющей кратную часть требуемой подачи НС.

Если отмеченным критериям подбора удовлетворяет несколько насосов, окончательно принимается насос с большим КПД.

Насосы для перекачки жидкостей с повышенной упругостью паров (бензинов, нефти) помимо прочего должны иметь повышенную всасывающую способность.

7. Пересчет $Q-H$ и $\eta-Q$ характеристик насосов с воды на перекачиваемую жидкость проводится по известной методике, характеристики $Q-N$ – по перечисленным характеристикам $Q-H$ и $\eta-Q$ с помощью формулы $N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / 3600 \cdot \eta$. Характеристика $\Delta h_{доп}-Q$ пересчитывается по формуле (4)

$$\Delta h_{доп.н} = \Delta h_{доп} - \Delta H_t^{kp} + \Delta h_v, \quad (4)$$

где $\Delta h_{доп.н}$ и $\Delta h_{доп}$ – допустимый кавитационный запас для нефтепродукта и воды, м; ΔH_t^{kp} и Δh_v , – термодинамическая вязкостная поправки, м;

$$\Delta H_t^{kp} = 1,262 \left(\frac{P_s}{\rho} \right)^{0,442}; \quad \Delta h_v = \left(4,5^{4,42 - \lg Re} \right) \cdot \frac{\rho_{вх}^2}{2 \cdot g};$$

P_s - давление насыщенных паров жидкости при максимальной температуре перекачки, МПа; ρ - плотность жидкости при этой же температуре, т/м³; v_{ex} и Re - скорость потока и Re во входном патрубке насоса.

Пересчет выполняется для трех-четырех подач из рабочей зоны характеристик насосов. При проектировании ГНПС пересчитываются характеристики основных и подпорных насосов.

8. Всасывающая способность насосов определяется для Q_{max} по формуле

$$H_s = \frac{P_a - P_s}{\rho g} - \Delta h_{доп.н} - \frac{v_{ex}^2}{2g}, \quad (5)$$

где H_s - допустимая высота всасывания насоса, м; P_a - атмосферное (барометрическое) давление, н/м²; ρ - плотность жидкости при максимальной температуре перекачки, кг/м³.

При H_s отрицательном насосу требуется подпор величиной $|H_s|$, при положительном - насос имеет самовсасывающую способность величиной H_s . Для ГНПС H_s определяется для основных и подпорных насосов.

9. Проверка правильности выбора насосов по допустимой высоте всасывания.

Для ГНПС проверка проводится только для подпорных насосов по следующим условиям:

- по развиваемому напору

$$H_n \geq h_{en} + h_{nn} + \Delta Z_n - H_s - h_0; \quad (6)$$

- по всасывающей способности

$$-H_{sn} \leq h_0 - \Delta Z_s - h_{en}, \quad (7)$$

где H_n - напор подпорного насоса, м; H_{sn} - допустимая высота всасывания подпорного насоса, м; h_{en} и h_{nn} - потери напора на трение и местные сопротивления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах подпорной НС, м; ΔZ_n - разность геодезических отметок конца нагнетательного трубопровода подпорной НС (входной патрубок первого основного насоса) и начала всасывающего (патрубок самого удаленного резервуара), м; H_s - допустимая высота всасывания основного насоса, м; ΔZ_s - разность геодезических отметок всасывающего патрубка подпорного насоса и патрубка самого удаленного от подпорной НС резервуара, м; h_0 - принимается по п. 1.5.

При отсутствии данных по протяженности и диаметрам трубопроводов h_{en} и h_{nn} принимаются ориентировочно равными по 5 м. Окончательная проверка (6) и (7) выполняется после разработки технологической схемы и генплана ГНПС по вычисленным h_{en} и h_{nn} .

При невыполнении неравенств (6) и (7) увеличивают диаметр трубопроводов, изменяют ΔZ_n и ΔZ_s , либо пересматривают план технологических коммуникаций с уменьшением длин трубопроводов и количества местных сопротивлений. Наиболее радикальным способом получения неравенства (7) является заглубление подпорной НС.

Необходимое заглубление насоса относительно резервуара находится по формуле

$$h_z = h_{en} - h_{sn} - h_o,$$

где $h_z = -\Delta Z_e$

При положительном h_z требуется заглубление не менее чем h_z , при отрицательном - заглубления не требуется. Заглубление более 4,0 м неэкономично.

Для нефтебазовских станций и аналогичных НС избранные насосы проверяются по условию (7), где $h_{en} = H_e$.

10. Количество рабочих насосов на НС определяется специально только для основных станций магистральных трубопроводов по формуле $n_o = H_{nc} / H_n$, где H_n - напор, развиваемый основным насосом для перекачиваемой жидкости при подаче Q_{max} .

При дробных значениях n_o , количество рабочих насосов округляется в большую сторону, если при этом значение n_o не увеличится более чем на 20 %.

Для прочих НС количество рабочих насосов, как следует из предыдущего (п. 6), находится при подборе насосов.

11. Проверка расчетного числа рабочих насосов на выполнение условий сохранения прочности корпуса насоса (8) и трубопровода (9):

- для основных насосов ГНПС и нефтеперекачивающей станции (НПС)

$$n \cdot H_n + h \leq \frac{P_n}{\rho g} ; \quad (8)$$

$$n \cdot H_n + h - h_n \leq \frac{P}{\rho g} , \quad (9)$$

где n - округленное до целого значение n_o ; P_n - допустимое рабочее давление корпуса насоса; для магистральных насосов НМ с подачей до 360 м³/ч, $P_n = 98,1 \cdot 10^5$ н/м², с большей подачей - 73,5 · 10 н/м²; h - подпор основных насосов равный

$$h = (H_n + h_0) - (h_{en} + h_{nn} + \Delta Z_n) ;$$

- для насосов прочих НС, работающих без подпорных насосов - по (8) и (9) при $h = h_o - H_e - \Delta Z_o$, где ΔZ_o - разность геодезических отметок конца и начала всасывающего трубопровода НС, м.

При невыполнении неравенств (8) и (9) требуется добиться их выполнения аналогично п. 9.

12. Определение общего числа насосов на НС с учетом резерва.

На основных НС ГНПС и НПС количество резервных НСА принимается в размере: один - при числе рабочих до трех, два - при числе рабочих от четырех до шести. На подпорных НС ГНПС предусматривается один резервный насос при числе рабочих до четырех.

Резервные насосы основных НС соединяются между собой и рабочими, как правило, последовательно, на подпорных - также последовательно или параллельно в соответствии со схемой соединения рабочих насосов.

13. Подбор двигателей для привода насосов проводится по мощности и частоте вращения вала насоса n_n и двигателя n_g на основе технических характеристик двигателей.

$$N = k_z \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \eta_g},$$

где N - требуемая мощность двигателя, Вт; k_z - коэффициент запаса, равный 1,15 для электродвигателей мощностью менее 500 кВт и 1,10 - для электродвигателей с большей мощностью; ρ - плотность жидкости, кг/м³; η_g - к.п.д. двигателя; H и η - напор (в метрах) и к.п.д. насоса, соответствующие наибольшей подаче насоса Q (м³/с) в процессе его эксплуатации.

Для подобранного двигателя n_g должно равняться n_n . Если это невозможно, характеристики насоса пересчитываются на новое значение $n_n = n_g$ с помощью формул подобия или универсальных характеристик. Существенного расхождения между номинальным значением n_n и n_g быть не должно.

При подборе двигателя предпочтение следует отдавать двигателям в продаваемом исполнении.

4. ЗАДАЧА ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Подобрать основные и подпорные насосы для ГНПС нефтепровода производительностью G , предназначенные для подачи нефти от пункта ее добычи до системы трубопроводов.

Характеристика линейной части нефтепровода: диаметр $D \times \delta$, протяженность - L , разность геодезических отметок - Δz , гидросопротивление - H_n .

Характеристика площадки ГНПС: геодезическая отметка резервуарного парка - Z_p , геодезическая отметка подпорной НС - Z_n , геодезическая отметка основной НС - Z_o .

Характеристика перекачиваемой нефти при температуре перекачки:

Плотность - ρ , вязкость - ν , давление насыщенных паров P_s .

Таблица 1 - Исходные данные к задаче

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , млн. т/год	73,0	7,6	14,6	43,0	22,1	18,5	26,2	78,1	51,2	7,1
$D \times \delta$, мм	1220×20	530×15	720×19	1020×20	820×17	720×18	1020×20	1220×21	1220×20	530×13
L , км	120	180	155	94	145	200	134	111	98	125
ΔZ , м	5	15	-10	17	-4	8	-5	12	-10	13

H_n , м	640	790	755	700	740	720	705	615	660	800
Z_p , м	15	8	23	4	37	43	13	16	18	12
Z_n , м	10	4	19	0	32	38	8	11	13	8
Z_o , м	17	12	17	2	29	40	10	13	20	8
ρ , т/м ³	0,850	0,865	0,640	0,855	0,870	0,850	0,865	0,840	0,855	0,870
ν , сст	15	10	3	5	8	15	20	17	43	17
P_s , мм. рт. ст.	430	500	390	445	480	410	475	500	350	400

Справочные данные для решения задачи смотри в прил. 1, 2, 3.

5. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по практической работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходными данными; краткое изложение основных теоретических положений расчета; результаты расчета; выводы по работе.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2. Регулирование режимов работы нефтеперекачивающих станций нефтепроводов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся представлений о методах регулирования и навыков выбора наиболее экономичного режима работы нефтеперекачивающих станций нефтепроводов.

Задачи работы заключаются в обосновании наиболее экономичного режима работы нефтеперекачивающей станции при возможном снижении объемов перекачки нефти исходя из типа, количества и схемы соединения насосов.

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Существующие методы регулирования работы НПС подразделяются на методы плавного и ступенчатого регулирования. К теоретически возможным методам плавного регулирования относятся: перепуск, дросселирование, изменение числа оборотов ротора насосов.

К методам ступенчатого регулирования относят: изменение числа работающих насосов НПС, изменение схемы соединения насосов на НПС,

изменение числа ступеней у многоступенчатых насосов, замена роторов (рабочих колёс) насосов, изменение диаметра рабочего колеса насосов.

Метод регулирования перепуском состоит в перепуске части жидкости с выхода насоса вновь на его вход (рис. 1, а). При этом происходит изменение характеристики трубопроводной системы, на которую работает насос и изменяется месторасположение рабочей точки НПС. Это влечёт за собой изменение режима работы нефтепровода.

Рассмотрим данный случай подробнее. Допустим, в начальный момент НПС 1 работала без перепуска на нефтепровод 2 (рис. 1, б). Рабочая точка системы занимает положение M , производительность нефтепровода равна Q_0 .

Откроем задвижку на перепускном трубопроводе 3. Жидкость теперь движется не только по одному нефтепроводу 2, но и по перепускному трубопроводу 3. С гидравлической точки зрения это означает появление в системе дополнительного элемента – трубопровода 3. Теперь для нахождения рабочей точки системы необходимо первоначально найти суммарную H - Q характеристику трубопроводов 2 и 3.

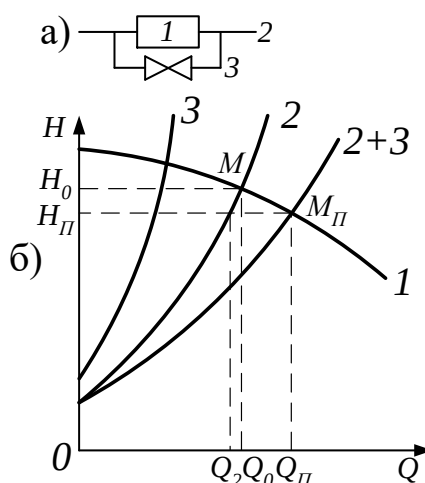


Рис. 1. Изменение режимов работы НПС перепуском

Эти трубопроводы согласно рис. 1 соединены между собой параллельно. Поэтому для нахождения их суммарной характеристики следует сложить 2 и 3 путём сложения их абсцисс (Q) при одинаковых ординатах (H). В итоге получается кривая (2+3). Рабочей точкой системы при работе НПС с перепуском будет точка M_{Π} .

Как видно, при работе с перепуском производительность НПС возрастает с Q_0 до Q_{Π} . Посмотрим, какое количество жидкости при этом будет поступать в нефтепровод 2. Нефтепровод 2 расположен на выходе НПС и находится под напором станции, равным согласно M_{Π} величине H_{Π} . При напоре H_{Π} нефтепровод 2 будет пропускать через себя, если следовать его H - Q характеристике, производительность Q_2 , меньшую первоначальной Q_0 , существовавшей при перекачке без перепуска.

Таким образом, при перекачке с перепуском производительность нефтепровода всегда только снижается.

Данный метод регулирования является неэкономичным, т.к. при его осуществлении производительность нефтепровода снижается, а производительность НПС, напротив, возрастает. Это вызывает перерасход энергии на единицу транспортируемой нефти.

Регулирование режима работы НПС дросселированием состоит в создании потока искусственного сопротивления в виде сужения площади поперечного сечения потока в каком-либо его месте (сечении). Реализуется данный метод на узлах регулирования НПС с помощью управляемых со щита станции и автоматикой регуляторов давления или регулирующих заслонок.

Суть данного метода показана на рис. 2. При полностью открытом дроссельном органе D (заслонке, регуляторе и т.д.) рабочей точкой системы является точка M , производительность системы (нефтепровода) равна Q_0 , гидropотери в ней H_0 .

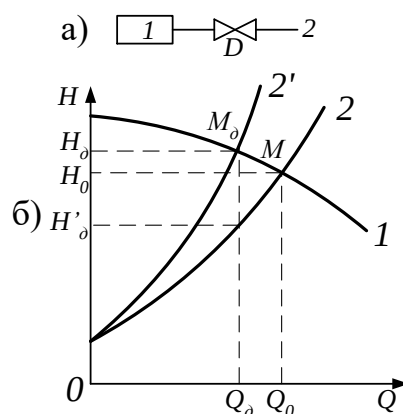


Рис. 2. Изменение режимов работы НПС дросселированием

Если дроссельный орган D прикрыть, то его сопротивление увеличится, и к потерям напора в нефтепроводе, изображённом на рис. 2б, кривой 2, прибавляя потери напора в дроссельном органе. Общие потери напора в системе возрастут, им будет соответствовать кривая 2'. Рабочая точка системы и НПС переместится в положение M_0 , производительность нефтепровода снизится до Q_0 .

Интересно проследить как изменяется напор НПС при дросселировании. Согласно рис. 2б напор, развиваемый станцией при дросселировании, увеличивается до H_0 , потери же напора в нефтепроводе, напротив уменьшаются. При производительности Q_0 они в соответствии с H - Q характеристикой собственно нефтепровода 2 (без учёта дроссельного органа) составляют H'_0 . Напор, соответствующий разности $H_0 - H'_0$, развивается НПС непроизводительно, т.к. теряется на дроссельном органе.

Таким образом, при дросселировании производительность нефтепровода всегда только уменьшается. Данный метод регулирования

также неэкономичен, т.к. НПС непроизводительно развивает излишний напор, что делает дороже транспорт нефти в связи с перерасходом энергии.

При регулировании режима работы НПС *изменением числа оборотов ротора* насосов происходит изменение H - Q характеристик насосов, как это показано на рис. 3. С увеличением числа оборотов характеристика смещается вправо и вверх в соответствии с зависимостями

$$H = H_0 \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 ; \quad Q = Q_0 \cdot \frac{n}{n_0} .$$

Как видно из рисунка, при данном методе регулирования насос развивает напор и подачу, строго соответствующие сопротивлению и пропускной способности нефтепровода. Поэтому при данном методе не наблюдается излишний расход энергии. Это самый экономичный метод регулирования.

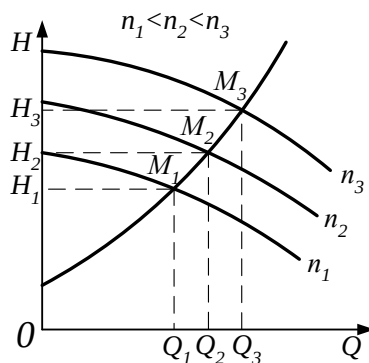


Рис. 3. Регулирование режимов работы НПС изменением числа оборотов ротора

Из всех рассмотренных методов плавного регулирования на НПС практически используется только метод дросселирования. Перепуск не находит применения потому, что при пологопадающих H - Q характеристиках насосов он менее экономичен, чем дросселирование, а насосы НПС как раз имеют пологопадающие характеристики. *Регулирование изменением частоты вращения роторов насосов не используется в связи с отсутствием мощных электродвигателей с регулируемой частотой вращения роторов.*

Методы ступенчатого регулирования имеют в своём большинстве один общий недостаток – режим работы НПС и нефтепровода при их осуществлении изменяется ступенчато, что не всегда отвечает необходимой степени изменения режима работы и часто требует подрегулирования с помощью неэкономичного метода дросселирования. Поэтому экономичные в своей основе методы ступенчатого регулирования не всегда обеспечивают транспорту нефти минимально возможные энергозатраты.

Исключение из рассматриваемых методов составляет *метод регулирования изменением диаметра рабочего колеса.*

Диаметры рабочих колёс центробежных насосов НМ, НПВ и НМП могут быть изменены обточкой колёс на станке. Обточка в пределах 10% практически не приводит к снижению К.П.Д. насосов, H - Q характеристика же насоса при этом изменяется подобно тому, как это происходит при изменении числа оборотов ротора насоса (см. рис. 3, 4):

$$H = H_0 \cdot \left(\frac{D}{D_0}\right)^2; \quad Q = Q_0 \cdot \frac{D}{D_0}, \quad (10)$$

где H_0 и Q_0 – напор и подача насоса при диаметре рабочего колеса, равном D_0 ; H и Q – напор и подача насоса при диаметре рабочего колеса, равном D .

Если известны требуемые от насоса напор H и подача Q , то необходимый диаметр рабочего колеса D , может быть рассчитан по формуле, получение которой рассмотрим ниже.

Запишем H - Q характеристику центробежного насоса для исходного необточенного рабочего колеса

$$H_0 = a - b \cdot Q_0^2, \quad (11)$$

где H_0 и Q_0 – напор и подача насоса, соответствующие диаметру D_0 необточенного колеса и определяемые по рабочей точке насоса M (рис. 4).

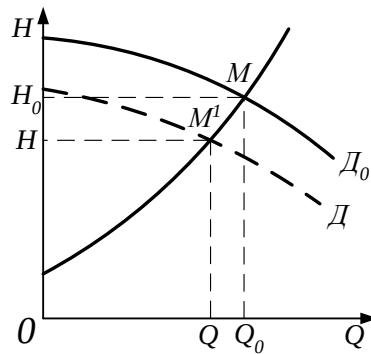


Рис. 4. Регулирование режимов работы НПС изменением диаметра рабочего колеса

Подставим в (11) вместо H_0 и Q_0 их значения, полученные из (10) и будем иметь:

$$H \cdot \left(\frac{D_0}{D}\right)^2 = a - b \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{D_0}{D}\right)^2, \quad (12)$$

где H и Q – требуемые от насоса напор и подача; D – отвечающий им диаметр колеса.

Теперь поделим обе части уравнения (12) на $\left(\frac{D_0}{D}\right)^2$ и полученное выражение решим относительно

$$D = D_0 \cdot \sqrt{\frac{H + b \cdot Q^2}{a}}. \quad (13)$$

Если рассчитанное по (13) значение D будет отличаться от D_0 не более чем на 10%, то обточка колеса обеспечит насосу и НПС необходимый режим работы при минимальных энергозатратах на транспорт нефти.

Экономичность работы НПС в условиях их эксплуатации определяется главным образом энергозатратами, то есть расходом мощности.

Мощность, потребляемая НПС в целом (всеми ее насосно-силовыми агрегатами) рассчитывается по формуле

$$N_{\text{нпс}} = \frac{\rho g H Q}{\eta_{\text{нпс}}}, \quad (14)$$

где H и Q – напор и производительность станции, определяемые по ее рабочей точке; $\eta_{\text{нпс}}$ – К.П.Д. НПС,

При последовательном соединении насосов, что имеет место на НПС магистральных нефтепроводов,

$$\eta_{\text{нпс}} = \frac{\sum_{i=1}^n H_i}{\sum_{i=1}^n \frac{H_i}{\eta_i}} \quad (15)$$

где H_i и η_i – напор и К.П.Д. i -того насоса станции

4. ЗАДАЧА ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

НПС короткого нефтепровода оснащена одним подпорным насосом и 3-мя основными насосами, работающими в режиме последовательного соединения.

Требуется выбрать наиболее экономичный режим работы станции при снижении объемов перекачки на короткий период на X %.

Исходные данные к задаче

Вариант 1. Основные насосы – НМ 3600-230; подпорные насосы – НПВ 3600-90; плотность перекачиваемой нефти $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; величина снижения объемов перекачки $X = 12$ %.

Таблица 1 - Характеристика линейной части нефтепровода

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	2000	2500	3000	3500	4000
$H, \text{ м}$	300	418	540	700	925

Вариант 2. Основные насосы – НМ 3600-230; подпорные насосы – НПВ 3600-90; плотность перекачиваемой нефти $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; величина снижения объемов перекачки $X = 17$ %.

Таблица 2 - Характеристика линейной части нефтепровода

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	2000	2500	3000	3500	4000
$H, \text{ м}$	300	418	540	700	925

Вариант 3. Основные насосы НМ 2500-230; подпорные насосы НПВ 2500-80; плотность перекачиваемой нефти $\rho = 830 \text{ кг/м}^3$; величина снижения объемов перекачки $X = 8 \%$.

Таблица 3 - Характеристика линейной части нефтепровода

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	800	1200	1600	2000	2400	2600
$H, \text{ м}$	200	285	400	505	700	825

Вариант 4. Основные насосы НМ 2500-230; подпорные насосы НПВ 2500-80; плотность перекачиваемой нефти $\rho = 830 \text{ кг/м}^3$; величина снижения объемов перекачки $X = 14 \%$.

Таблица 4 - Характеристика линейной части нефтепровода

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	800	1200	1600	2000	2400	2600
$H, \text{ м}$	200	285	400	505	700	825

Методические указания по решению задачи

1. Построить совмещенную H - Q характеристику НПС и линейной части. Причем характеристику НПС дать в виде 4-х кривых: характеристики подпорного насоса, суммарной характеристики подпорного насоса и одного основного насоса, суммарной характеристики подпорного насоса и двух основных, характеристики всей станции.

2. Определить по совмещенным характеристикам исходное значение Q , затем значение Q при снижении объемов перекачки.

3. Из всех способов регулирования выбрать те, которые рационально применять для регулирования при изменении режима работы НПС на короткий период времени.

4. Определить рабочие точки НПС при каждом из выбранных способов регулирования.

5. Выбрать наиболее экономичный способ.

5. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по практической работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходными данными; краткое изложение основных теоретических положений расчета; результаты расчета; выводы по работе.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3. Обеспечение бескавитационной работы насосов на нефтеперекачивающей станции нефтепроводов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся представления о процессе кавитации и навыков обеспечения бескавитационного режима работы насосов на нефтеперекачивающей станции.

Задачи работы заключаются в проверке выполнения условия бескавитационной работы насоса.

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В процессе эксплуатации насосов давление в какой-либо точке их всасывающего тракта может оказаться равным или меньшим давлению насыщенных паров жидкости. В этой точке жидкость практически мгновенно переходит в газообразное состояние, образуя пузырьки с паром. Данные пузыри потоком жидкости переносятся в область повышенного давления в проточной части насоса, где за счет повышения давления пар в пузырьках конденсируется и пузыри схлапываются. Рассмотренный процесс называется кавитацией. При схлапывании пузырьков в объем, ранее занимаемый ими, со всех сторон устремляется жидкость, и в точках схлапывания происходит сильный гидроудар со скачком давления в несколько сот атмосфер. Если в момент схлапывания пузырек находился на поверхности детали, отмеченный

удар приходится по этой детали. Несмотря на значительный скачек давления мощность удара сравнительно невелика, ввиду небольших размеров пузырьков и деталь не разрушается. Однако в результате множественности ударов происходит интенсивное старение металла детали. Он теряет пластичность и становится хрупким. При очередной кавитации металл на поверхности детали выкрашивается – прочность детали снижается, ее поверхность становится шероховатой, что приводит к повышению потерь энергии внутри насоса и к снижению гидравлического и общего КПД насоса.

Отмеченные достаточно тяжелые последствия от кавитации являются весьма отдаленными по времени. Но существуют негативные последствия, возникающие сразу же при кавитации:

1. Резкое повышение вибрации насоса.
2. Резкое падение напора и КПД, а также подачи.
3. При сильно развитой кавитации полный срыв подачи.

Все перечисленное не допускает эксплуатацию насосов в кавитационном режиме. Наиболее кардинальное предотвращение кавитации – поддержание во всех точках всасывающего тракта давление выше давления насыщения паров жидкости.

Превышение давления над P_s должно наблюдаться во всех точках всасывающего тракта и поэтому равняться, как минимум, потерям давления во всём всасывающем тракте, то есть:

$$\Delta P = \rho g \Delta h_{кр}$$

или для большей гарантии

$$\Delta P = \rho g \cdot 1,25 \Delta h_{кр} = \rho g \Delta h_{дон}$$

Таким образом, условие бескавитационной работы центробежного насоса в общем случае имеет вид

$$P_{вх} \geq P_s + \rho g \Delta h_{дон}, \quad (16)$$

или

$$H_{вх} \geq \frac{P_s}{\rho g} + \Delta h_{дон}, \quad (17)$$

где $P_{вх}$ и $H_{вх}$ – соответственно давление и напор на входе всасывающего патрубка насоса.

При эксплуатации НС обеспечение бескавитационного режима работы контролируется по манометру, показывающему значение $P_{вх}$. При проектировании станций выполнение условия бескавитационной работы проверяется расчетом. Для этого, обычно, используется выражение (17).

Проверка состоит в расчете $H_{вх}$ и сопоставлении его значения с правой частью (17). Для НС магистральных нефтепроводов $H_{вх}$ – остаточный напор предшествующих станций. Для НС, ведущих откачку жидкости из резервуара, что имеет место, например, на нефтебазах

$$H_{вх} = H_0 - h, \quad (18)$$

где H_0 – располагаемый напор в начале всасывающего трубопровода; h – общие потери напора во всасывающем трубопроводе.

В случае невыполнения условий (16) и (17) добиваются их выполнения. Способы, с помощью которых добиваются выполнения этих условий, наглядно прослеживаются из зависимостей (17) и (18).

4. ЗАДАЧА ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

При проектировании насосной станции внешней перекачки для подачи нефти из резервуарного парка нефтепромыслов на ГНПС нефтепровода предварительно выбран насос, указанный в таблице.

Требуется проверить выполнение условия бескавитационной работы насоса, пользуясь справочными данными, приведенными в таблице. При невыполнении указанного условия предложить возможные решения, обеспечивающие его выполнение.

По одному из предложенных решений выполнить расчеты с определением требуемого значения параметра, изменение которого позволит добиться бескавитационной работы насоса.

Исходные данные к задаче

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Насос	НМ 125- 550	НМ 180- 500	НМ 250- 475	НМ 360- 460	НМ 500- 300	НМ 710- 280	НМ 125- 550	НМ 180- 500	НМ 250- 475	НМ 360- 460
L , м	600	543	474	603	495	547	804	501	483	747
$D \times \delta$, мм	219×9	219×7	273×8	325×8	377×9	426×10	168×6	273×9	273×7	377×11
Z_0 , м	36	48	172	21	17	54	81	74	16	52
Z , м	34	46	168	20	15	51	78	72	15	51
h_0 , м	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
P_0 , МПа	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Q , м ³ /ч	120	150	280	300	480	600	100	200	220	400
ρ , кг/м ³	855	860	845	831	872	880	823	847	856	864
ν , 10 ⁻⁶ м ² /с	16	25	7	12	38	47	5	31	22	34
P_s , мм. рт. ст.	480	500	465	493	420	497	455	500	438	476

Условные обозначения, принятые в таблице:

L – протяжённость трубопровода между НС и самым отдалённым от станции и резервуаром; $D \times \delta$ – диаметр (наружный) и толщина стенки упомянутого трубопровода; Z_0 – геодезическая отметка оси раздаточного патрубка самого отдалённого от НС резервуара; Z – геодезическая отметка оси приёмного патрубка насоса; h_0 – минимальный уровень разлива нефти в резервуаре, отсчитываемый от оси раздаточного патрубка резервуара; P_0 – давление паро-воздушной смеси в резервуаре; Q – производительность

насосной станции; ρ - плотность перекачиваемой нефти; ν - вязкость нефти, транспортируемой насосом; P_s – давление насыщенных паров нефти.

5. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по практической работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходными данными; краткое изложение основных теоретических положений расчета; результаты расчета; выводы по работе.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4. Подбор газоперекачивающего агрегата для компрессорной станции магистрального газопровода

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся навыков обоснования выбора газоперекачивающего агрегата для компрессорной станции магистрального газопровода с заданной производительностью.

Задачи работы заключаются в изучении методики подбора газоперекачивающего агрегата на основании рассчитанного комплекса, полученного исходя из степени сжатия компрессорной станции и удельных приведенных расходов.

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

К основному оборудованию компрессорной станции (КС) относятся компрессорные машины (КМ) и приводящие их двигатели. Для транспорта газа применяется в основном центробежные нагнетатели и поршневые компрессоры - газомотокомпрессоры (ГМК). Каждый тип компрессорных машин имеет свою область рационального применения.

ГМК экономичнее нагнетателей при производительности КС (газопровода) менее 10 млн. м³/сут, нагнетатели - при производительности КС более 15 млн. м³/сут. В интервале производительностей 10-15 млн. м³/сут экономические показатели транспорта газа ГМК и нагнетателями примерно одинаковы.

В настоящее время в связи с разработкой новых марок ГМК область применения их несколько расширена. В частности, недавно созданный ГМК ДР12 /I/ /II/ можно использовать на газопроводах производительностью до 40 млн. м³/сут наравне с ГТУ мощностью 6 тыс. кВт.

Суточная производительность КС определяется по годовой с помощью следующего выражения

$$Q = \frac{Q_{год}}{0,365 \cdot K_n^0}, \text{ млн. м}^3/\text{сут}$$

где $Q_{год}$ - годовая производительность КС (газопровода) при стандартных условиях млрд. м³/год;

$$K_u^0 = K_{pc} \cdot K_{эм} \cdot K_{н.д.}^0$$

K_n^0 - коэффициент использования пропускной способности газопровода; K_{pc} , $K_{эм}$ - коэффициенты, учитывающие запас пропускной способности газопровода для обеспечения газоснабжения соответственно в периоды повышенного спроса на газ и в периоды экстремально повышенных температур, приводящих к снижению мощности газоперекачивающего агрегата (ГПА), $K_{pc}=0,95$, $K_{эм}=0,98$; $K_{н.д.}^0$ - коэффициент учитывающий запас пропускной способности газопровода на случай аварийных отказов линейной части газопровода и КС.

После определения экономичного типа компрессорной машины для проектируемой КС производится выявление оптимального варианта КС, то есть определяется оптимальная марка ГПА, число и схема соединения машин данной марки на КС, количество ступеней сжатия КС.

Для этого из множества компрессорных машин требуемого типа предварительно выбирается 3÷4 машины разных марок, отличающихся подачей и степенью сжатия (или давлением нагнетания). К рассмотрению принимаются машины, число которых на КС будет находиться в пределах 2÷6 - для нагнетателей и 2÷13 - для ГМК. Кроме того, подбираемые машины в расчетном режиме работы и в возможных при эксплуатации режимах не должны иметь политропический КПД ниже 0,8 (для центробежных нагнетателей).

При производительности КС более 15 млн. м³/сут. для каждой марки предварительно выбранного нагнетателя рассматривается два подварианта КС - с одноступенчатым сжатием и с двухступенчатым сжатием (для полнонапорных нагнетателей рассматривается один подвариант - с одноступенчатым сжатием). При производительности КС 10÷15 млн. м³/сут - также два подварианта, но с двух и трехступенчатым сжатием. Во всех случаях число машин на КС должно находиться в ранее отмеченных пределах.

Для каждого варианта и подварианта КС определяется число резервных машин, степень сжатия КС ε и удельные приведенные расходы на станции с учетом типа привода. На основе значений ξ и C_k рассчитывается комплекс (χ). Окончательно принимается тот вариант (подвариант) КС, которому отвечает наименьшее значение комплекса (χ).

$$\chi = C_k \cdot \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon^2 - 1} \quad (19)$$

Если производительность КС находится в пределах $10 \div 15$ млн. $\text{м}^3/\text{сут}$, то экономичный тип компрессорной машины и оптимальный вариант КС находится одновременно. Для этого по выше рассмотренной методике производится сравнение двух-трех вариантов КС с ГМК и двух-трех вариантов КС с центробежными нагнетателями.

В качестве привода компрессорных машин на КС обычно применяются поршневые газовые двигатели, газовые турбины и электродвигатели. От выбора типа привода компрессорных машин во многом зависят технико-экономические показатели КС и удобства ее эксплуатации.

Газомотокомпрессоры, как правило, приводятся поршневыми газовыми двигателями, которые конструктивно оформляются за одно целое с ГМК.

Центробежные нагнетатели могут приводиться электродвигателями и газотурбинными установками (ГТУ). При удаленности КС от надежного источника электроэнергии менее чем на 50-100 км выгоднее применять электропривод, при удаленности более 300 км - газотурбинный привод.

В интервале 50-300 км тип привода устанавливается технико-экономическим расчетом по минимуму приведенных затрат на КС с учетом строительства ЛЭП, трансформаторной подстанции и стоимости потребляемой ГПА энергий в виде газа и электроэнергии.

При равенстве приведенных затрат (комплекса χ) для обоих типов привода предпочтение обычно отдается электроприводу, как более безопасному, не связанному с расходом транспортируемого газа, упрощающему технологическую схему КС, менее подверженному влиянию внешних условий, более безотказному и с меньшим сроком восстановления при ремонтах.

Приведенные затраты (комплекс χ) считаются равными, если отличаются не более, чем на 5%.

4. ЗАДАЧА ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Подобрать ГПА для КС магистрального газопровода производительностью $Q_{год}$.

Характеристика линейной части газопровода: диаметр D ; протяженность L . Вблизи КС имеется n независимых источников электроэнергии, каждый из которых удален от КС на расстояние l_i .

Таблица 1 – Исходные данные к задаче

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

D , мм	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1420	1420	1420	1420
L , км	440	515	837	371	725	543	784	847	917	635
$Q_{год}$, млрд. м ³ /год	13,3	20,0	16,7	10,0	23,3	21,6	26,6	25,0	31,0	33,3
n	3	2	1	3	2	3	1	2	3	1
l_1 , км	67	73	25	54	84	93	12	87	117	37
l_2 , км	125	118	-	171	254	105	-	125	255	-
l_3 , км	270		-	348	-	64	-	-	53	-

Справочные данные для решения задачи смотри в прил. 4, 5, 6, 7, 8.

Методические указания по решению задачи

1. Табличные данные по производительности нагнетателей соответствуют максимальному значению к.п.д. данных машин. Фактически нагнетатели могут иметь производительность в диапазоне, равном примерно $0,85 \div 1,15$ значения оптимальной производительности.

2. При отсутствии экономических данных по ГПА их принимают по ближайшему аналогу, для которого эти данные известны. За критерий аналогии берут мощность ГПА. При этом численные значения экономических коэффициентов для ГПА-аналога, приведенные в прил. 8, изменяют пропорционально, соответственно мощности рассматриваемого ГПА и ГПА-аналога.

5. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по практической работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходными данными; краткое изложение основных теоретических положений расчета; результаты расчета; выводы по работе.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РЕЖИМА РАБОТЫ КОМПРЕСОРНОЙ СТАНЦИИ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ НАГНЕТАТЕЛЯМИ

Расчет режима работы КС производится при проектировании станций и газопроводов, а также при их эксплуатации. Цель расчета режима работы КС при проектировании:

а) проверка возможности и экономичности транспорта газа в заданном количестве выбранным оборудованием КС; определение методов регулирования работы КС для достижения станцией требуемых технологических параметров (подачи и давления);

б) определение параметров газа (давления и температуры) на входе и выходе КС для нахождения потребного количества станций и их расстановки по трассе газопровода;

в) разработка мероприятий, предотвращающих перегрев газа и перенапряжение трубопроводов на выходе КС, а также мероприятий, обеспечивающих наиболее экономичный транспорт газа подобранным оборудованием.

При эксплуатации КС расчет режима ее работы проводится в следующих целях:

а) проверка возможности транспорта газа в заданном количестве в различные периоды эксплуатации КС (по месяцам, сезонам и т.д.);

б) определение количества работающих ГПА и способов регулирования режима их работы для достижения КС требуемых технологических параметров;

в) оптимизация транспорта газа в различных условиях эксплуатации.

Результаты расчета режимов работы КС используются также для определения зон возможного выпадения кристаллогидратов в трубопроводе и разработки профилактических мероприятий.

Во всех случаях расчет состоит в определении мощности N , потребляемой каждой компрессорной машиной, и мощности N_e^p , развиваемой приводящим ее двигателем.

Возможность транспорта газа в заданном количестве существует при соблюдении неравенства (20)

$$N \leq N_e^p \quad (20)$$

Экономичность - при $P_n = P'_n$ и следующих условиях;

а) КС с центробежными нагнетателями

$$\eta_{пол} > 0,8; 0,9 \cdot N_e^p \leq N \leq N_e^p \text{ при } T_a > 273K$$

$$\eta_{пол} > 0,8; 0,85 \cdot N_e^p \leq N \leq N_e^p \text{ при } T_a < 273K \quad (21)$$

б) КС с газомотокомпрессорами

$$N \leq N_e^p \quad (22)$$

где P_n - давление на выходе КС; P'_n - номинальное давление на выходе КС или требуемое давление на выходе станции (при неполном развитии КС и газопровода или их недогрузке); $\eta_{пол}$ - политропический к.п.д., определяемый по приведенной характеристике нагнетателя; T_a - средняя температура наружного воздуха в рассматриваемый период, определяемая по данным СНиП 2.01.01 - 82.

При проектировании КС (газопровода) N_e^p рассчитывается для среднегодовых значений T_a , при эксплуатации - для среднего значения T_a в рассматриваемый период времени (месяц, квартал и т.д.).

Численные значения N и N_e^p для различных типов компрессорных машин и приводящих их двигателей рассчитываются различным образом.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 5. Расчет располагаемой мощности газотурбинной установки

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся навыков расчета мощности газотурбинной установки компрессорной станции.

Задачи работы заключаются в определении располагаемой мощности газотурбинной установки, приводящей центробежный нагнетатель, и ее корректировке относительно номинальной мощности, а также в ее подборе для заданных условий.

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Располагаемая мощность газотурбинной установки (ГТУ), приводящей центробежный нагнетатель, находится в зависимости от условий работы установки по формуле:

$$N_e^p = N_e^h \cdot K_h \cdot K_{об} \cdot K_y \left(1 - K_t \frac{T_3 - T_3^h}{T_3} \right) \frac{P_a}{0,1013}$$

где N_e^H - номинальная мощность ГТУ, кВт; K_n - коэффициент, учитывающий техническое состояние ГТУ; K_t - коэффициент, учитывающий влияние температуры наружного воздуха; $K_{об}$ - коэффициент, учитывающий влияние противообледенительной системы; K_y - коэффициент, учитывающий влияние система утилизации тепла выхлопных газов; P_a - расчетное давление наружного воздуха (приложение 13) МПа; T_3 и T_3^H - расчетная и номинальная температура воздуха на входе ГТУ, К:

$$T_3 = T_a + \delta T_a$$

T_a - средняя температура наружного воздуха в рассматриваемый период, К; δT_a - поправка на изменчивость климатических параметров и местный подогрев наружного воздуха на входе ГТУ, $\delta T_a = 5$ К;

Значения N_e^H , K_n , K_t , T_3^H принимать по приложениям. Численное значение K_y при отсутствии технических данных по системе утилизации тепла принимать равным 0,985, а $K_{об}$ при выполнении курсовой работы равным единице.

Значение располагаемой мощности N_e^H не должно превышать номинальную мощность на 15 % (для ГПУ-10 номинальной мощности). Если в результате расчета получена большая величина, то следует принимать

$$N_e^P = 1,154 N_e^H \quad (\text{для ГПУ-10 } N_e^P = N_e^H)$$

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6. Расчет мощности, потребляемой компрессорными машинами

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся навыков расчета мощности для различных видов компрессорных станций газопровода.

Задачи работы заключаются в определении мощности, потребляемой компрессорными машинами с учетом требуемой производительности и давления на входе и выходе компрессорной станции исходя из расчета потерь давления на прилегающих участках газопровода.

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Мощность N находится при расчете режимов работы компрессорных машин (КМ). Данный расчет состоит в определении потребного числа работающих КМ на КС и методов регулирования режимов их работы для обеспечения станции заданных значений подачи Q , давления всасывания $P_{вх}$, давления нагнетания P_n и температуры газа на выходе КС T_n .

Расчет выполняется отдельно для различных видов КС магистрального газопровода - головной КС (ГКС), последней КС газопровода, промежуточных станций.

Различие в расчете режимов работы КМ названных станций состоит в том, что давление на входе ГКС в общем случае отлично от давления на входе других КС, а давление на выходе последней КС - от аналогичного давления на других станциях.

Возможны случаи, когда режимы работы всех КС газопровода могут быть различны (например, при не полной загрузке газопровода и выведении из эксплуатации части станций, при наличии путевых подкачек и сбросов).

Перед выполнением расчета уточняется требуемая производительность станции и обосновываются требуемые давления на входе и выходе КС на основе расчета потерь давления на прилегающих к КС участках газопровода.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 7. Расчет режима работы нагнетателей первой ступени сжатия

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся навыков расчета режима работы центробежных нагнетателей первой ступени сжатия на компрессорных станциях.

Задачи работы заключаются в определении параметров и характеристик газа на входе в нагнетатели, объемной производительности нагнетателя, допустимого изменения интервала числа оборотов и потребной частоты вращения ротора нагнетателя, приведенной производительности и числа оборотов ротора нагнетателя, в проверке удаленности режима работы нагнетателя от границы помпажа, в определении степени сжатия в нагнетателе и относительной приведенной внутренней мощности нагнетателей, в расчете потребляемой нагнетателем мощности, в определении потребной мощности привода и в расчете параметров газа на выходе нагнетателей первой ступени сжатия

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

На компрессорных станциях, оборудованных центробежными нагнетателями, может иметь место одно-, двух- и трехступенчатое сжатие. Расчет режима работы таких станций проводится по отдельным ступеням сжатия. Результаты расчета справедливы для всех параллельно работающих нагнетателей, составляющих единую ступень сжатия.

1. Определение параметров газа на входе нагнетателей первой ступени сжатия

$$T_{\text{в1}} = T_{\text{вх}} ; \quad P_{\text{в1}} = P_{\text{вх}} - \Delta P_{\text{вх}}$$

где $T_{\text{в1}}$ и $T_{\text{вх}}$ - температура газа на входе нагнетателей первой ступени и на входе КС; $P_{\text{в1}}$ и $P_{\text{вх}}$ - давление газа на входе нагнетателей и КС, МПа; $\Delta P_{\text{вх}}$ - потери давления во входных технологических коммуникациях КС, МПа.

2. Расчет характеристик газа при условиях на входе в нагнетатели

$$R = \frac{287}{\Delta} ; \quad \rho_n = \Delta \cdot \rho_{\text{воз}} ; \quad \rho_{\text{в1}} = \frac{P_{\text{в1}}}{Z_1 R T_{\text{в1}}} 10^6$$

где R - газовая постоянная, транспортируемого газа, Дж/кг К; Δ - относительная плотность газа по воздуху; ρ_n и $\rho_{\text{воз}}$ - плотность газа и воздуха при стандартных условиях (20°C и 760 мм рт.ст.), кг/м³; $P_{\text{в1}}$ - давление на входе нагнетателя первой ступени сжатия, МПа; $\rho_{\text{в1}}$ - плотность газа при условиях всасывания, кг/м³; Z_1 - коэффициент сжимаемости газа при условиях всасывания.

3. Определение объемной производительности нагнетателя в м³/мин

$$Q_v = \frac{Q \cdot \rho_n}{1440 \rho_{\text{в1}}} ; \quad Q = \frac{Q_{\text{КС}}}{K} ;$$

где Q - производительность нагнетателя, м³/сут; $Q_{\text{КС}}$ - производительность КС, м³/сут; K - количество параллельно работающих нагнетателей.

4. Определение допустимого интервала изменения числа оборотов ротора нагнетателя

а) из условия экономичности работы нагнетателя

$$n_{\text{min}} \div n_{\text{max}} = n_n \frac{Q_v}{Q_{\text{нр max}} \div Q_{\text{нр min}}}$$

б) из условия соблюдения правил технической эксплуатации газотурбинного привода нагнетателя

$$n_{\text{min}} \div n_{\text{max}} = i(n_{T \text{ min}} \div n_{T \text{ max}})$$

где n_n - номинальная частота вращения ротора нагнетателя, об/мин; $Q_{\text{нр.min}}$ и $Q_{\text{нр.max}}$ - минимальное и максимальное значения $Q_{\text{нр}}$, соответствующее зоне приведенной характеристики с $\eta_{\text{нол}} \geq 0,8$; $n_{T \text{ min}}$ и $n_{T \text{ max}}$ - минимально и максимально допустимые значения частоты вращения вала силовой турбины; i - передаточное число редуктора, соединяющего вал силовой турбины (ТНД) с валом нагнетателя.

Для нагнетателей с электроприводом, имеющим постоянную частоту вращения ротора, данный пункт расчета опускается.

5. Определение потребной частоты вращения ротора нагнетателя.

Для обеспечения нагнетателю оптимальных условий работы частота вращения его ротора должна быть равной или близкой n_n . Значения n , отличающиеся от n_n , следует назначать лишь при невыполнении одного из условий (20) и (21) при $n = n_n$. Во всех случаях n должно находиться в интервале, одновременно удовлетворяющему допустимым интервалам изменения n , определенным в п. 4.

Для электроприводных нагнетателей с постоянной частотой вращения ротора двигателя $n = n_n$.

6. Определение приведенной производительности нагнетателя

$$Q_{np} = Q_v \frac{n_n}{n}$$

7. Расчет приведенного числа оборотов ротора нагнетателя

$$\left(\frac{n}{n_n} \right)_{np} = \frac{n}{n_n} \sqrt{\frac{Z_{np} R_{np} T_{np}}{Z_1 R T_{e1}}}$$

где Z_{np} , R_{np} , T_{np} - параметры газа с приведенной характеристики; размерность R_{np} – Дж/(кг К).

8. Проверка удаленности режима работы нагнетателя от границы помпажа.

Нагнетателю гарантируется безпомпажная работа при соблюдении неравенства

$$\frac{\bar{Q}_{np}}{Q_{np}} \geq 1,1$$

где $\bar{Q}_{np}$ - значение Q_{np} из приведенной характеристики, соответствующее максимуму зависимости ε - Q_{np} для рассматриваемого значения $(n/n_n)_{np}$ а при отсутствии максимума у зависимости ε - Q_{np} - минимальному значению Q_{np} из приведенной характеристики.

9. Определение степени сжатия нагнетателя ε и относительной приведенной внутренней мощности нагнетателей $(N_i/\rho_n)_{np}$ по приведенной характеристике нагнетателя.

10. Расчет мощности, потребляемой нагнетателем

$$N_i = \left(\frac{N_i}{\rho_n} \right)_{np} \cdot \rho_{e1} \left(\frac{n}{n_n} \right)_{np}^3$$

11. Определение потребной мощности для привода нагнетателя

$$N = \frac{N_i}{0,95\eta_M}, \text{ кВт}$$

где η_M - механический к.п.д. нагнетателя и редуктора (если имеется); для электроприводных ГПА должен приниматься равным 0,96, для газотурбинных - определяться по приложению.

Рассчитываемый режим работы нагнетателей принимается окончательно при соблюдении условий (20) и (21). При невыполнении данных условий следует задаться новым значением n с учетом п. 5 либо использовать другие методы регулирования и расчет режима работы повторить.

При невыполнении условий (20) и (21) для электроприводных нагнетателей N следует уменьшить доступными при электроприводе методами регулирования режима работы нагнетателя.

12. Расчет параметров газа на выходе нагнетателей первой ступени сжатия

$$P_{n1} = P_{e1} \cdot \varepsilon \quad ; \quad T_{n1} = T_{e1} \cdot \varepsilon^{\frac{0,235}{\eta_{пол}}}$$

где P_{n1} и T_{n1} - давление и температура газа на выходе нагнетателей первой ступени сжатия, МПа и К соответственно.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 8. Расчет режима работы нагнетателей второй (третьей) ступени сжатия

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся навыков расчета режима работы центробежных нагнетателей второй (третьей) ступени сжатия на компрессорных станциях.

Задачи работы заключаются в определении параметров газа на входе нагнетателей второй ступени сжатия, а также параметров, описанных в работе 7. Конечным этапом расчетов является проверка условия по мощности, потребляемой каждой компрессорной машиной и развиваемой приводящим ее двигателем.

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1. Определение параметров газа на входе нагнетателей второй ступени сжатия

$$P_{e2} = P_{n1} - \Delta P_1 \quad ; \quad T_{e2} = T_{n1}$$

где P_{62} и T_{62} - соответственно давление и температура газа на входе нагнетателей второй ступени сжатия, МПа и К; ΔP_1 - потери давления в коммуникациях КС между первой и второй ступенями сжатия, МПа; ΔP_1 находится по приложению.

2. В дальнейшем расчет аналогичен расчету режима работы нагнетателей первой ступени сжатия.

Также рассчитывается и третья ступень сжатия.

Расчет режима работы КС считается завершенным и принимается окончательно, если выполняются условия (20) и (21) для всех ступеней сжатия и условия (23) для всей КС в целом

$$P_{ni} = P_n' - \Delta P_n \quad ; \quad T_{ni} \leq T_{доп} \quad (23)$$

где P_{ni} и T_{ni} - соответственно давление и температура газа на выходе нагнетателей последней ступени сжатия, МПа и К; ΔP_n - потери давления в коммуникациях на выходе КС, МПа; P_n' - номинальное давление на выходе КС или требуемое давление на выходе станции (при недогрузке газопровода) , МПа; $T_{доп}$ - допустимая температура из условия сохранения прочности и устойчивости трубопровода и изоляции. ΔP_n следует принимать по нормативным данным.

ЗАДАЧА ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ К РАБОТАМ 5-8

Произвести расчет режима работы КС с одноступенчатым сжатием. Станция оснащена ГПА, тип и рабочее количество которых приведены в исходных данных (таблица).

Производительность КС составляет Q . Характеристика газа на входе КС: относительная плотность по воздуху - Δ , температура - T_1 , давление P_1 . Характеристика атмосферного воздуха: давление - P_a , температура - T_a .

Исходные данные к задаче

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
тип ГПА	ГТК-5	ГТК-6	ГТК-104	ГПА-4-6,3	ГТК-104	ГТ-750-6	ГТ-6-750	Коберра	ГТН-25и	ГТН-25
Кол-во ГПА	3	3	3	2	2	3	4	3	2	2
Q , млн.м ³ /сут	40	60	50	30	70	65	80	75	93	100
Δ	0,56	0,60	0,58	0,62	0,59	0,57	0,61	0,65	0,56	0,60
T_1 , К	283	278	280	275	288	273	284	275	280	273
P_1 , МПа	Номинальное значение для ГПА									
T_a , К	273	283	275	280	269	282	271	284	270	282
P_a , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

Справочные данные для решения задачи смотри в прил. 5, 9, 10, 11, 12.

Методические указания к решению задачи

1. Плотность воздуха при 20°C и 760 мм. рт. ст. в расчетах принимать равной $1,205 \text{ кг/м}^3$.

2. Допустимую температуру газа на выходе КС принимать, исходя из условия предотвращения разрушения изоляции трубопровода, в размере 60°C .

Передаточное число редуктора ГПА равно отношению частоты оборотов ротора нагнетателя к номинальной частоте вращения ротора турбины n_n .

Оформление отчетной документации

Отчет по практической работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходными данными; краткое изложение основных теоретических положений расчета; результаты расчета; выводы по работе.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 9. Обеспечение беспомпажной работы нагнетателей компрессорной станции

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Целью работы является формирование у обучающихся представлений о явлении помпажа и его возникновении, а также навыков определения режима работы нагнетателей с учетом помпажа.

Задачи работы заключаются в определении режима работы нагнетателя и разработке мероприятий, выводящих нагнетателя из зоны помпажа.

2. ПЛАН ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

- 2.1. Теоретические основы метода расчета
- 2.2. Выдача задания на практическую работу
- 2.3. Самостоятельное решение задач при консультации преподавателя
- 2.4. Оформление отчетной документации
- 2.5. Защита практической работы

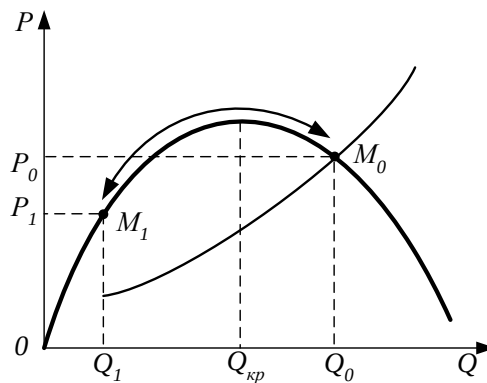
3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При эксплуатации лопастных компрессорных машин, к которым относятся и центробежные нагнетатели магистральных газопроводов, возможно возникновение особого явления, называемого помпажем. Данное явление способно вызвать серьезные последствия, вплоть до разрушения компрессорной машины.

Для выяснения сути помпажа рассмотрим совместную работу нагнетателя и трубопровода (рисунок). В исходном режиме система имеет рабочую точку M_0 , производительность ее соответственно Q_0 , давление на выходе нагнетателя и в трубопроводе P_0 .

Допустим, подача газа в систему сократилась до Q_1 . В соответствии с характеристикой нагнетателя при Q_1 он развивает давление P_1 и рабочая точка перемещается в положение M_1 . Одновременно с этим давление в трубопроводе остается прежним и равным P_0 , за счет значительной упругой энергии газа занимающего большой объем трубопровода. В результате возникает ситуация, когда давление в трубопроводе оказывается выше давления на выходе нагнетателя. Газ начинает обратное течение из нагнетательного трубопровода в нагнетатель.

По мере перетока газа, давление в нагнетателе начинает расти и, в некоторый момент времени, он начинает подавать газ в трубопровод. Это равносильно перемещению рабочей точки нагнетателя из положения M_1 в положение M_0 . Однако, слияние M_1 с M_0 не происходит, так как в систему газ подается не в количестве Q_0 , а в размере Q_1 , и весь процесс вновь циклически повторяется. Этот процесс называется помпажем в системе большого геометрического объема. Этот случай характерен для нагнетателей МГ, т.к. газопроводы имеют значительную протяженность и большой диаметр, т.е. значительный геометрический объем. Также этот случай характерен для осевых компрессоров приводящих нагнетатели газотурбинных установок.



Совмещенная характеристика нагнетателя и трубопровода

Как видно из рисунка, помпаж в рассматриваемом случае сопровождается не только циклическим изменением давления нагнетателя в интервале P_1 , P_0 и циклическим изменением подачи от Q_1 до Q_0 , но и изменением (циклическим) направлением движения газа в нагнетателе. Это в значительной степени усугубляет ситуацию существенным увеличением циклических воздействий осевых сил на ротор, подшипники, корпус нагнетателя. Эти силы достигают нескольких тонн и превращают ротор в подобие стенобитной машины, способной разрушить нагнетатель в кратчайшее время. Поэтому помпажный режим недопустим.

Ввиду особой опасности помпажа, каждый нагнетатель и осевой компрессор обязательно оснащаются противопомпажной системой, кроме того, каждая КС обязательно оснащается общей противопомпажной системой. Эти системы настраиваются либо на максимальную степень сжатия нагнетателей ε_{max} , либо на $Q_{кр}$, соответствующей ε_{max} , либо на оба эти параметра.

В связи с тем, что защита от помпажа осуществляется автоматически, а все средства автоматики обладают определенной инерционностью и погрешностью, то используемые АСО приборы имеют естественную погрешность, то настройка противопомпажных систем производится не на $Q_{кр}$, ниже которой собственно возникает помпаж, а на

$$Q = 1,1 \cdot Q_{кр},$$

то есть принимается 10 % запас.

4. ЗАДАЧА ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Компрессорная станция оснащена тремя нагнетателями, соединенными параллельно. Каждый нагнетатель работает с частотой вращения ротора n и объёмной производительностью Q . По приведённой характеристике нагнетателя (таблица и прил. 12) определить в каком режиме работают нагнетатели – помпажном или беспомпажном.

Если нагнетатели работают в зоне помпажа, предложить мероприятия (не менее трёх), выводящие нагнетатели из этой зоны.

Характеристики нагнетателей

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Марка нагнетателя	НЗЛ 260-13-2	ГПА-Ц-6,3	370-18-1 с зауж. колесом	520-12-1	Н-300-1,23	НГ-280-9	370-14-1	НЗЛ 260-13-2	Н-16-76/ 1,25	520-12-1
n , об/мин.	5400	6970	4800	4320	6765	5250	5300	4860	6175	4560
Q , м ³ /мин.	150	148	150	290	275	365	200	135	285	285

5. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по практической работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходными данными; краткое изложение основных теоретических положений расчета;

результаты расчета; выводы по работе.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бахмат Г.В., Васильев Г.Г., Гольянов А.И. и др. Транспорт и хранение нефти и газа в примерах и задачах / Под общ. ред. Земенкова Ю.Д. – М.: Недра, 2004. 544 с.
2. Васильев, Г. Г. Трубопроводный транспорт нефти: учебник для вузов / Г. Г. Васильев, Г. Е. Коробков, А. А. Коршак и др.; под ред. С. М. Вайнштока. – М.: ООО «Недра – Бизнесцентр», 2002. – Т. 1.
3. Коваленко П.В., Пистунович Н.Н. Машины и оборудование газонефтепроводов. Методические указания к выполнению курсового проектирования для студентов специальности 1-70 05 01 «Проектирование, сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ». Новополюцк: Изд-во УО «ПГУ», 2007. 72 с.
4. Лурье, М. В. Расчет оптимальных концентраций антитурбулентных присадок для увеличения производительности трубопровода / М. В. Лурье, А. А. Прохоров. – М.: РГУНГ им. Губкина, 2001.
5. Лурье, М. В. Сборник задач по трубопроводному транспорту нефти, нефтепродуктов и газа / М. В. Лурье. – М.: ГАНГ, 1995.
6. Мустафин, Ф. М. Машины и оборудование газонефтепроводов: учеб. пособие для вузов / Ф. М. Мустафин, Н. И. Коновалов, Р. Ф. Гильметдинов и др. – Уфа: Монография, 2002.
7. Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов (ВНТП-2-86). Миннефтепром. - М.: 1987.

8. Нормы технологического проектирования объектов сбора, транспорта, подготовки нефти, газа и воды нефтяных, месторождений (ВНТП 3-85). Миннефтепром. - М.: 1985.

9. ОНТП 51-1-85. Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные газопроводы, Часть I. Газопроводы - М.: Мингазпром, 1985.

10. Проектирование и эксплуатация нефтебаз и нефтехранилищ: учеб.-метод. комплекс для студ. спец. 1-70 05 01 «Проектирование, сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ». В 2 ч. Ч. 1 / сост.: П. В. Коваленко, М. Н. Клебанова; под общ. ред. П. В. Коваленко. – Новополюцк: ПГУ, 2006. – 340 с.

11. РД 153-39.4-113-01 «Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов»/ Минэнерго РФ, ОАО «Гипротрубопровод», ОАО «АК «Транснефть». 2002 г., 141 с.

12. Сарданашвили А.Г., Львова А.И. Примеры и задачи по технологии переработки нефти и газа. – 2-е изд., пер. и доп. – М.: Химия, 1980. 256 с.

13. СНиП 2-05.06-85. Магистральные трубопроводы. Госкомитет СССР по делам строительства. - М.:1985.

14. СНиП 2.01.01-82. Климатология. Госкомитет СССР по делам строительства. - М.: 1982.

15. СНиП 2. 04. 08 – 87. Газоснабжение – М.: Строительное издательство, 1989.

16. СНиП 2.05.06.85*. Магистральные трубопроводы. – М.: Госстрой СССР 1985.

17. СНиП 2.01.07-85 Нагрузки и воздействия. - 1987.

18. Современные конструкции трубопроводной арматуры для нефти и газа: справочное пособие / под руковод. и общ. ред. Ю. М. Костелевского. – М.: Недра, 1976.

19. Спасский, К. Н. Насосные и компрессорные станции: учеб. пособие / К. Н. Спасский. – М.: Изд-во ВЗПИ, 1990.

20. Тугунов П. И. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов: учеб. пособие для вузов / П. И. Тугунов, В. Ф. Новоселов, А. А. Коршак, А. М. Шаммазов. – Уфа : ООО «Дизайн Полиграф Сервис», 2002.

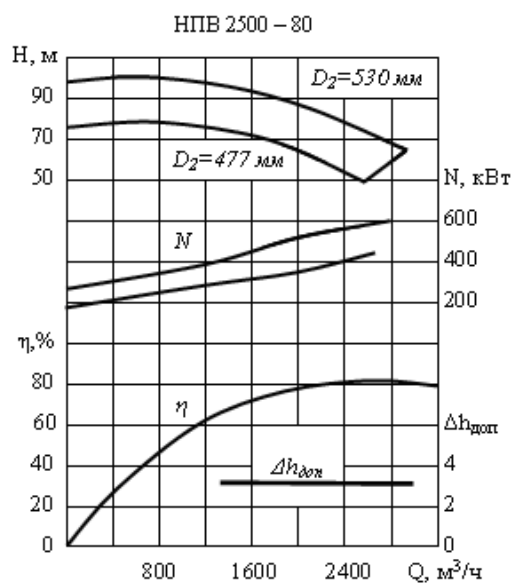
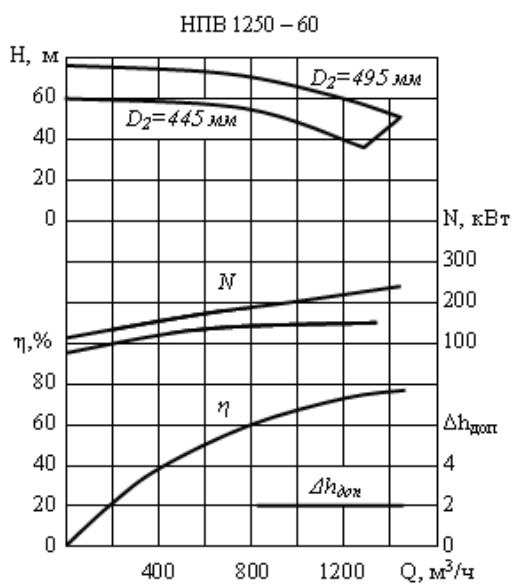
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Основные геометрические параметры насосов

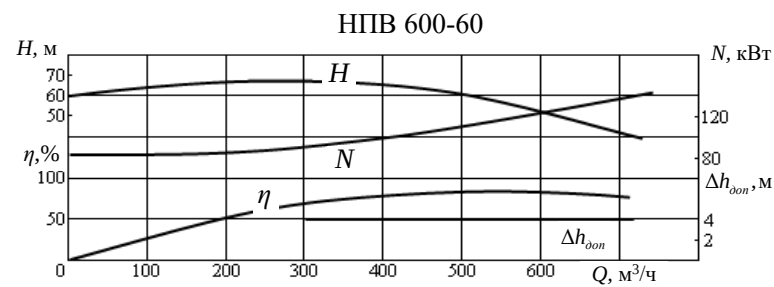
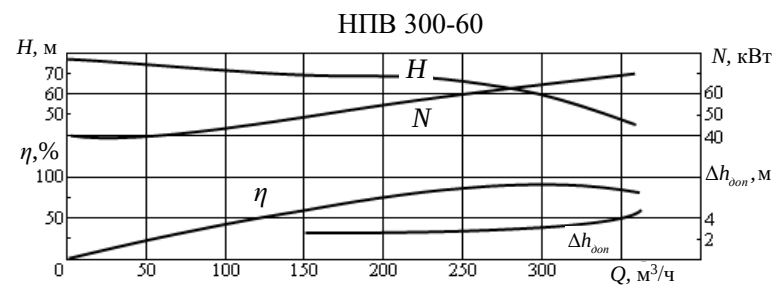
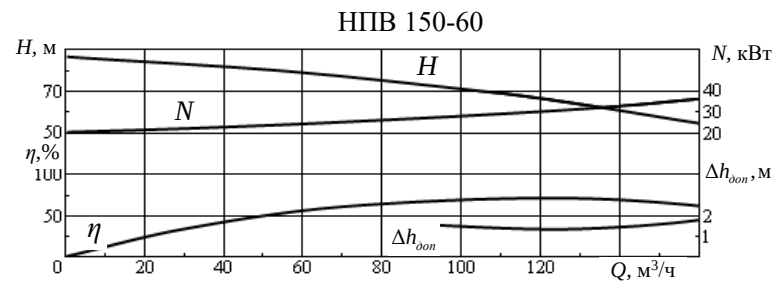
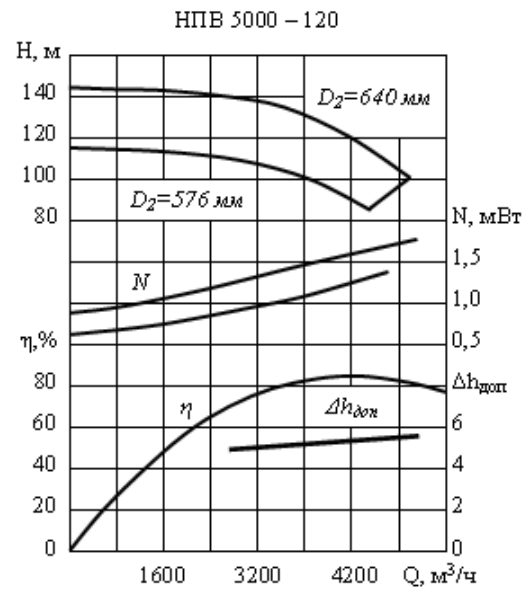
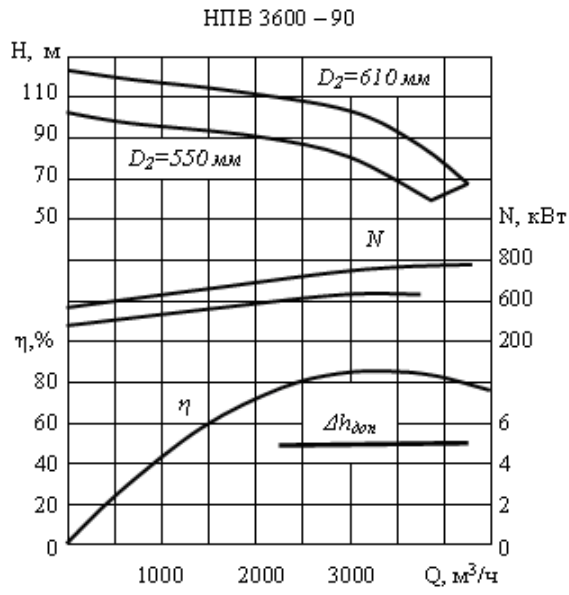
Марка насоса	Рабочее колесо		Диаметр входного патрубکا*, мм
	D_2 , мм	b_2 , мм	
Основные магистральные насосы			
НМ 125 – 550	264	16	150
НМ 360 – 460	300	24	200
НМ 500 – 300	300	28	250
НМ 1250 – 260	440	26	300
	418	26	
	430	36	
НМ 2500 – 230	405	38	400
	425	26	
	450	41	
НМ 3600 – 230	430	43	500
	450	29	
	460	28	
НМ 5000 – 210	465	61	700
	475	49	
	450	52	
НМ 7000 – 210	475	66	800
	496	57	
	465	58	
Подпорные насосы*			

НПВ 1250 – 60	495	23	300
НПВ 2500 – 80	530	29	400
НПВ 3600 – 90	610	30	500
НПВ 5000 – 120	640	48	700

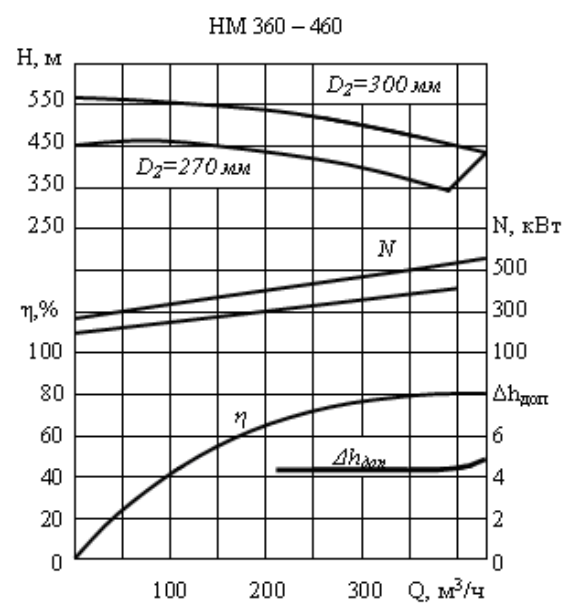
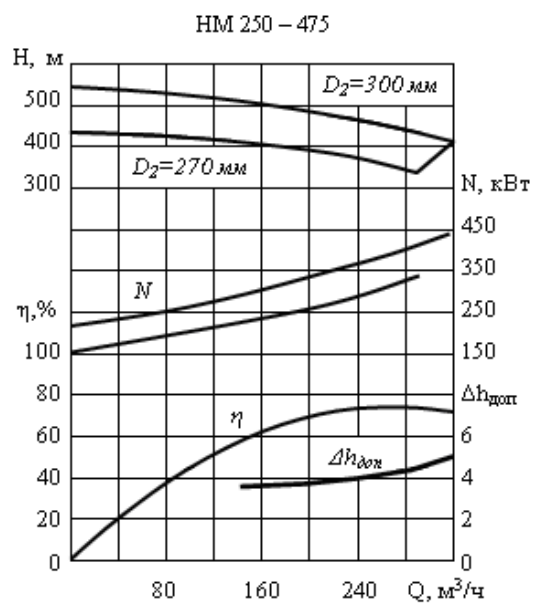
*Данные ориентировочные

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Характеристики подпорных насосов (вода 20°C, $n = 140$ об/мин)

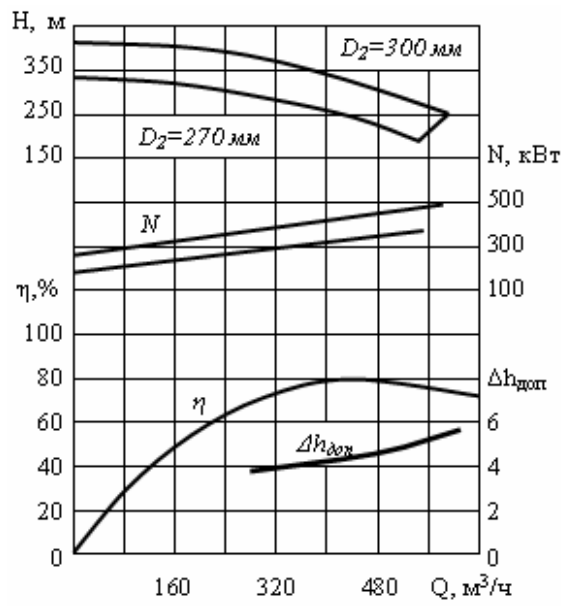




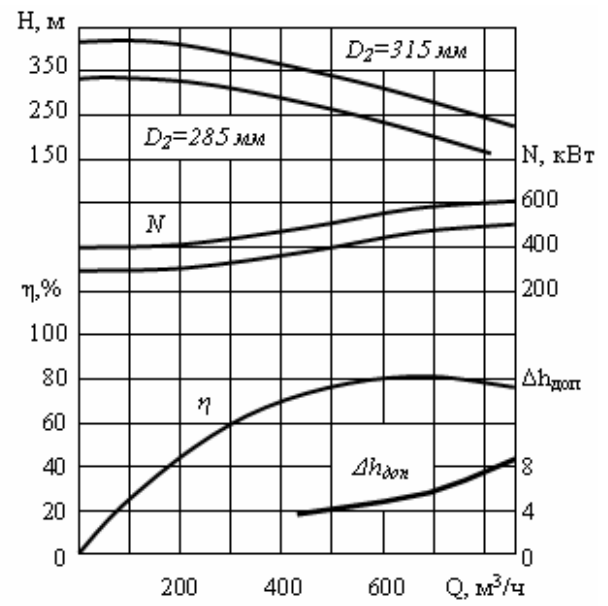
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Характеристики насосов типа НМ



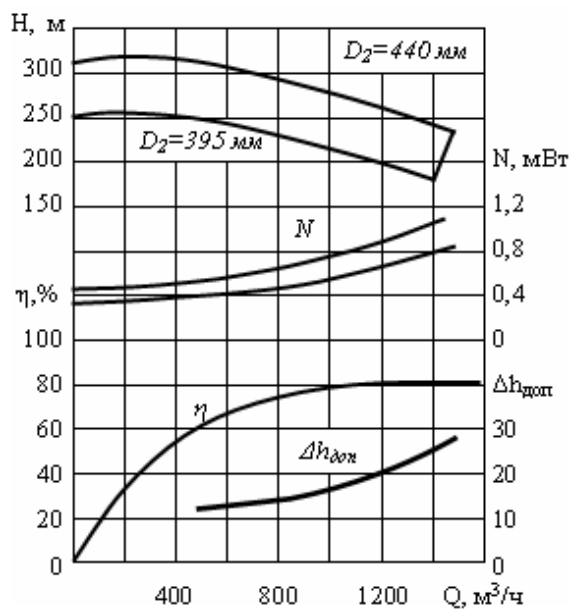
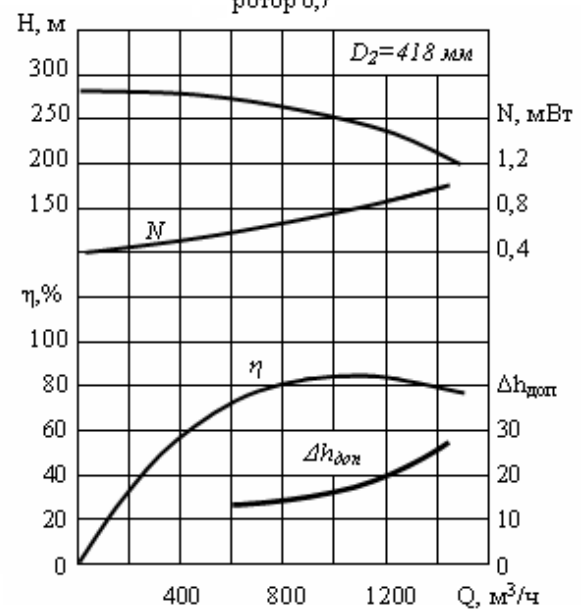
HM 500 – 300



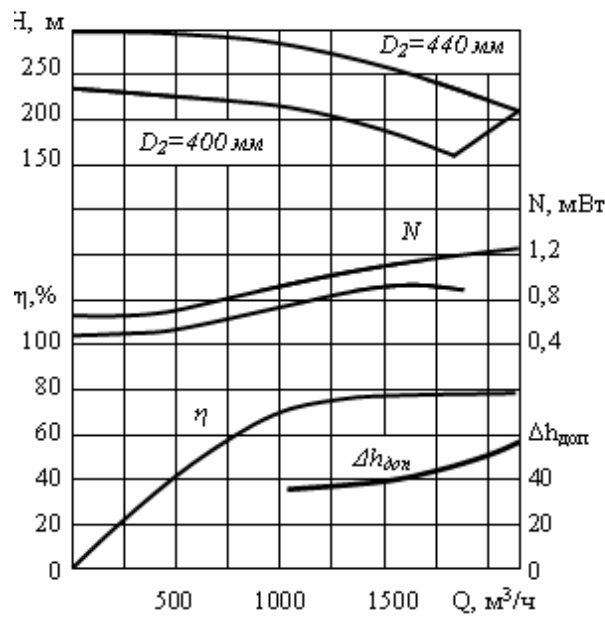
HM 710 – 280



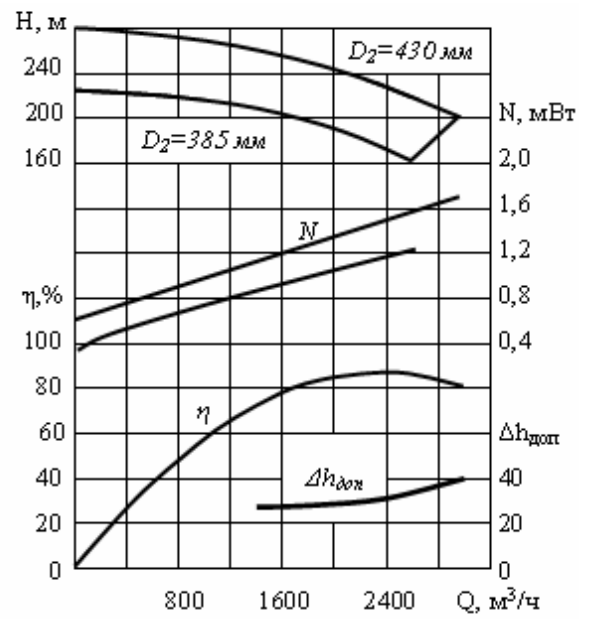
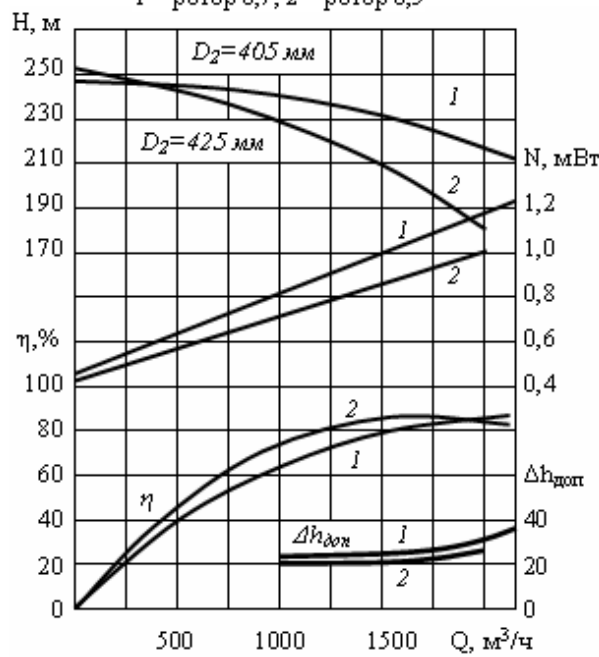
HM 1250 – 260

HM 1250 – 260
ротор 0,7

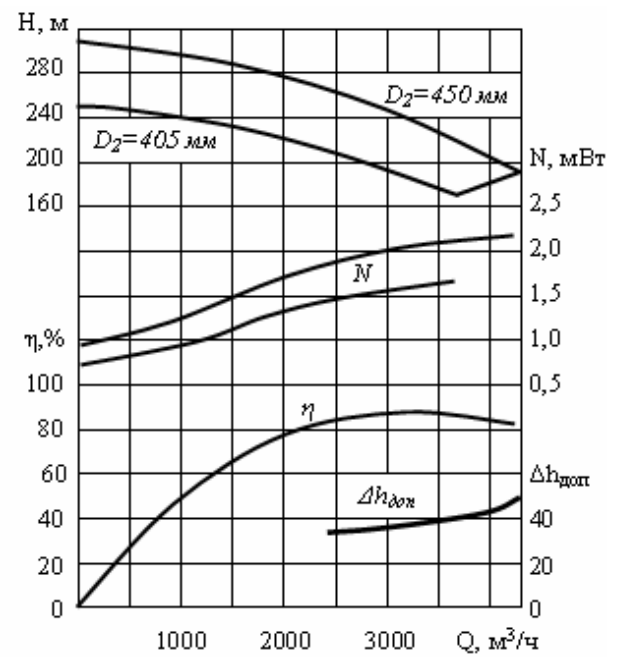
HM 1800 – 240

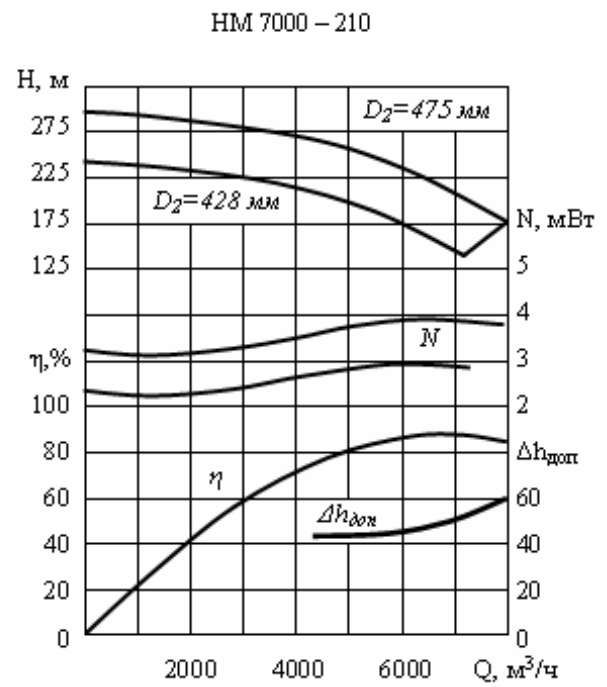
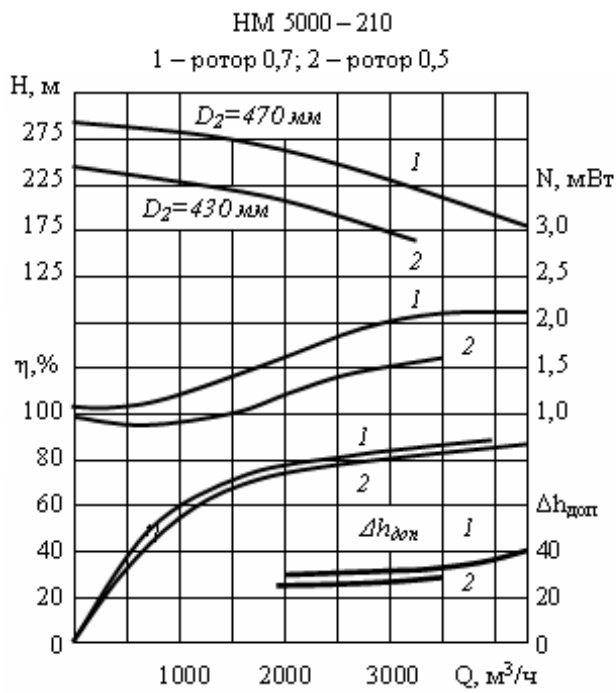
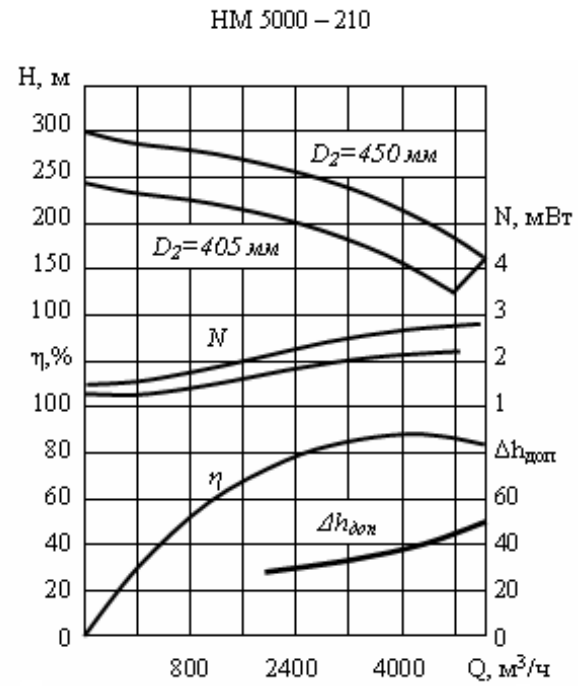
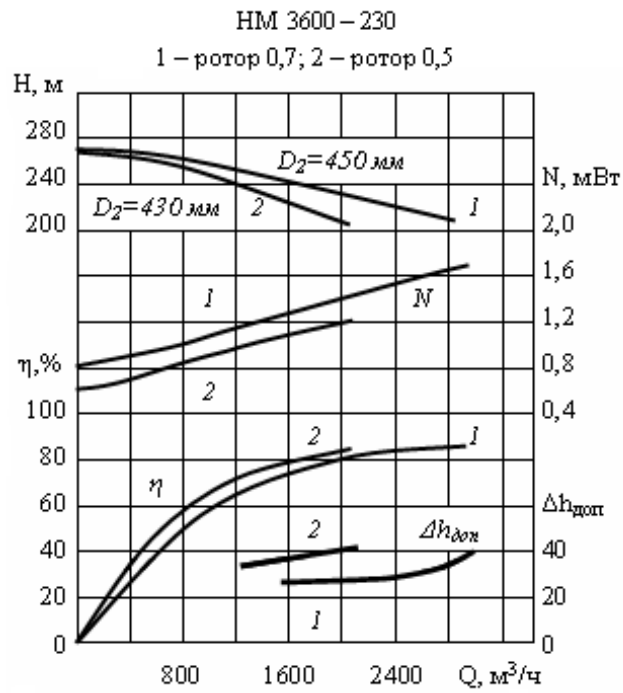


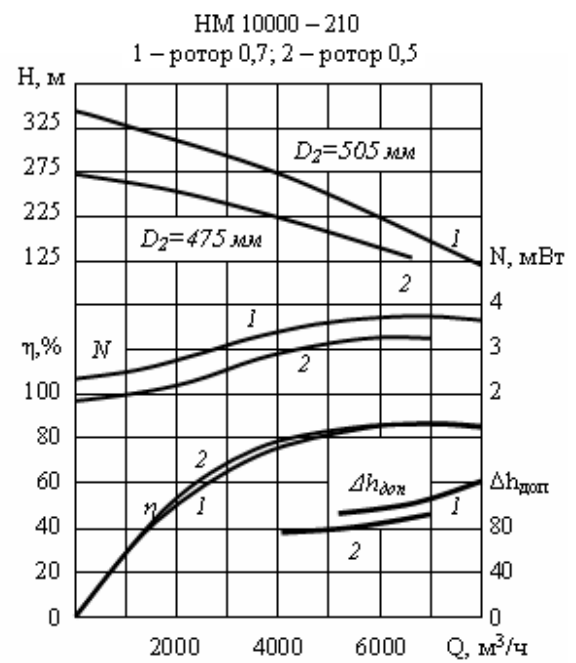
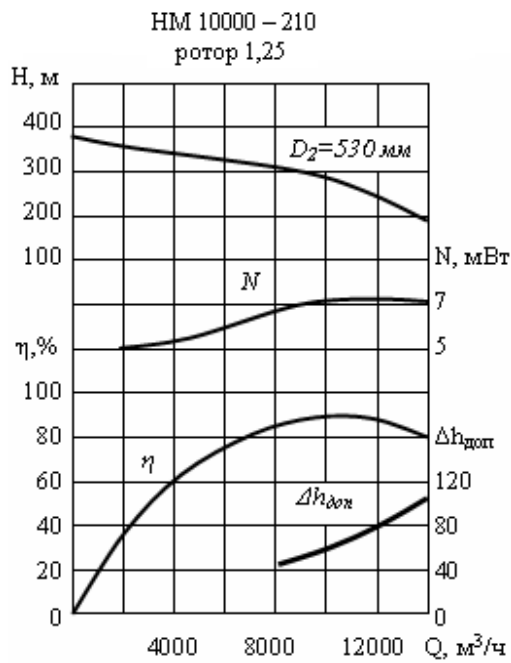
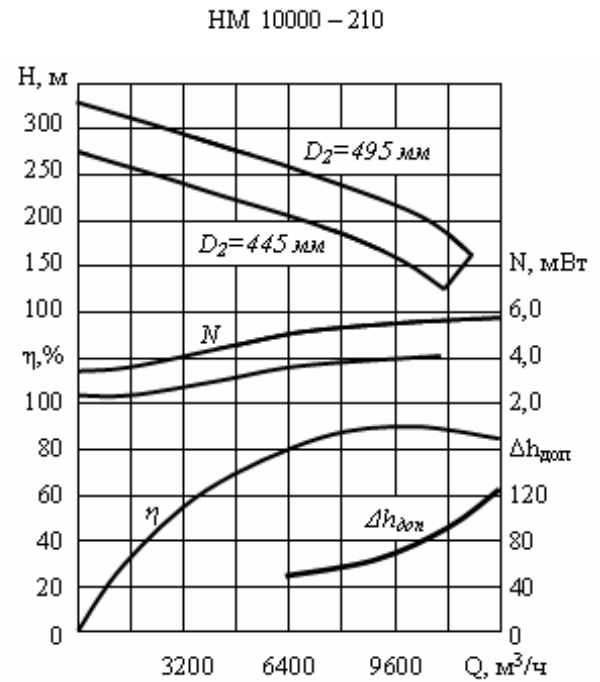
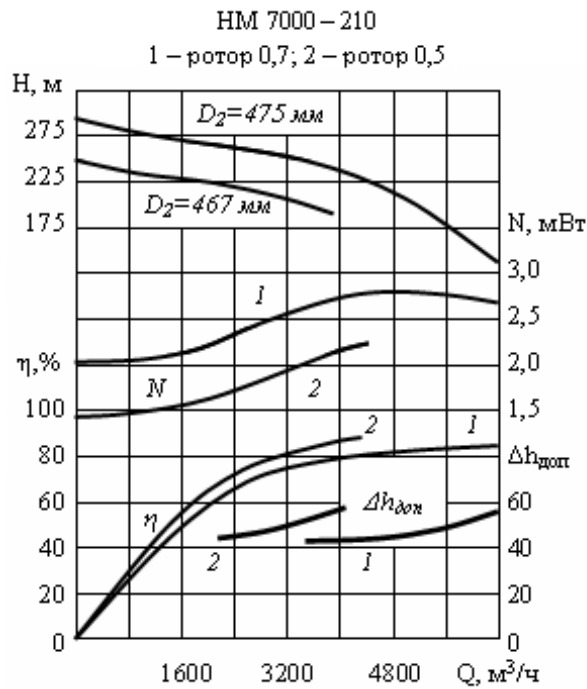
HM 2500 – 230

HM 2500 – 230
1 – ротор 0,7; 2 – ротор 0,5

HM 3600 – 230







**ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Соотношение количества, рабочих и резервных ГПА
на КС однопоточных газопроводов**

ГПА с приводом от газовой турбины				ГПА с приводом от электродвигателя				ГМК	
Тип нагнетателей									
неполнонапорны е		полнонапорные		неполнонапорные		полнонапорные			
Раб.	Рез.	Раб.	Рез.	Раб.	Рез.	Раб.	Рез.	Раб.	Рез.
2	1	2	2 [*]	2	1	2	1	2-4	1
4	2	3	2 [*]	4	2 [*]	3	1	5-9	2 [*]
6	2	4	2 [*]	6	2	4	2 [*]	10-13	3 [*]
		5	2			5	2		
		6	2			6	2		

*Для вариантов КС, отмеченных звездочкой, допускается сокращать число резервных ГПА на единицу, прежде всего на КС второй и последних очередей многониточных газопроводов.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Техническая характеристика ГПА с трубопроводом

Тип ГПА	Центробежный нагнетатель						
	Тип ЦБН	Подача, млн. м ³ /сут	Давление нагнетателя P_n , МПа	Давление на входе $P_{вх}$ при числе последовательно работающих ГПА, МПа			Частота вращения, об/мин
				1	2	3	
ГТ-700-4	280-11-2	13,0	5,5	4,56	3,88	3,53	7700
ГТК-5	260-13-2	14,0	5,5	4,42	3,68	3,14	5550
ГТ-750-6	370-14-1	19,5	5,5	4,42	3,68	3,14	5300
ГТ-6-750	Н-300-1,23	19,0	5,5	4,32	3,53	3,04	6150
ГТН-6	Н-300-1,23	19,0	5,5	4,32	3,53	3,04	6150
ГПА-Ц-6,3	ГПА-Ц-6,3	13,0	5,5	3,79	-	-	8200
ГТК-10-2	520-12-1	29,3	5,5	4,32	3,53	3,04	4800
ГТК-10-4	370-18-1	37,0	7,5	6,08	4,97	4,32	4800
ГТК-16	Н-16-76	51,0	7,35	5,89	4,71	-	4600
ГТК-10 И	PCL-802/24	17,2	7,36	4,88	-	-	6200
ГТН-25 И	PCL-1002/40	45,0	7,36	4,88	-	-	4600
ГТН-25	650-22-2	47,0	7,5	5,00	-	-	3700
Коберра-182	RF 2BB-30	21,8	7,5	5,00	-	-	5000

Тип ГПА	Трубопровод								
	Номинал. мощность, МВт	КПД ГТУ, %	Частота вращения, об/мин			Топливный газ		Пусковой газ	
			N_n	$n_{\min}$	$n_{\max}$	Расход $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	Давление, МПа	Расход на пуск	Давление, МПа

ГТ-700-4	4,00	16	3100	2600	3100	0,650	0,9	1,8	2,0
ГТК-5	4,40	26	5500	3800	5750	0,400	0,8	2,0	1,0
ГТ-750-6	6,00	27	5300	3800	5600	0,386	0,9	3,0	0,9
ГТ-6-750	6,30	24	6150	4600	6400	0,454	1,0	1,3	2,0
ГТН-6	6,30	24	6150	4600	6400	0,454	1,0	1,3	2,0
ГПА-Ц-6,3	6,30	21	8200	6150	8500	0,497	2,2	0,05	0,5
ГТК-10-2	10,0	28	4800	3300	5000	0,372	1,5	1,0	1,5
ГТК-10-4	10,0	29	4800	3300	5000	0,360	1,5	1,0	1,5
ГТК-16	16,0	25	4600	3500	4875	0,416	2,0	5,0	1,2
ГТК-10 И	9,69*	26	6500	3250	6820	0,416	1,4	-	1,4
ГТН-25 И	24,4	27	4670	2800	4900	0,386	1,5	10	2,5
ГТН-25	24,0	29	3700	3000	3900	0,347	2,0	6,0	1,5
Коберра-182	12,9	28	5000	3000	5500	0,379	3,5	0,02	1,2

* при температуре наружного воздуха 25 °С

ПРИЛОЖЕНИЕ 6. Техническая характеристика ГПА с электроприводом

Тип ГПА	Центробежный нагнетатель					Электродвигатель			
	Тип ЦБН	Подача, млн. м ³ /сут	P_n , МПа	Степень сжатия	Частота вращения, об/мин	Мощность, МВт	КПД, %	Частота вращения, об/мин	Напряжение тока, В
СТД-4000	280-11-1	13	5,5	1,25	7980	4,0	96,7	3000	6000
СТД-12500	370-18-2	37	7,5	1,23	4800	12,5	97,9	3000	6000

ПРИЛОЖЕНИЕ 7. Техническая характеристика газомоторных поршневых ГПА

Тип ГПА	Подача, млн. м ³ /сут	P_n , МПа	$P_{вх}$, МПа	Частота вращ., об/мин	Число цилиндров	Диаметр цилиндров, мм	Номинальная мощность, кВт	КПД двигателя, %	Адиабатический КПД, %
МК8 (25-43)-56	1,538-5,28	5,5	2,5-4,3	300	4	360	2060	36	80-85
10ГК-1-3	0,528	5,5	2,5	300	3	197	736	-	-
10ГК М-1-4	0,726	4,2	2,3	300	4	197	736	23	65-82
10ГКН-1-5	0,856	5,5	2,5	300	5	197	935	29	65-82
ДР12(35-45)-56	8,04-13,29	5,5	3,5-4,5	330	6	406,4	5500	37	85-88
ДР12(35-52)-76	5,53-12,40	7,5	3,5-5,2	330	6	406,4	5500	37	85-88

ПРИЛОЖЕНИЕ 8. Определение приведенных затрат на КС

Приведенные затраты на КС рассчитываются по формуле:

$$C_k = \mathcal{E} + E * K;$$

где $\mathcal{E}$ – эксплуатационные затраты, тыс. руб/год;

K – капиталовложения в КС, тыс. руб.;

E - отраслевой коэффициент, обратный сроку окупаемости и равный для объектов транспорта и хранения нефти и газа 0,15, 1/год;

$$\mathcal{E} = n * a_{\mathcal{E}} + n_p * \mathcal{E}_{\mathcal{E}} + c_{\mathcal{E}}; \quad K = (n + n_p) * a_K + \mathcal{E}_K,$$

где n – число рабочих ГПА на станции;

n_p – число резервных ГПА;

$a_{\mathcal{E}}$, $\mathcal{E}_{\mathcal{E}}$, $c_{\mathcal{E}}$, a_K , $\mathcal{E}_K$ – коэффициенты, отражающие затраты, связанные с ГПА и другими системами и службами КС, независимыми от числа ГПА на станции.

Ориентировочные значения коэффициентов для КС
первой нитки с рабочим давлением 5,5 МПа

Агрегаты	Численное значение коэффициентов				
	$a_{\mathcal{E}}$	$\mathcal{E}_{\mathcal{E}}$	$c_{\mathcal{E}}$	a_K	$\mathcal{E}_K$
1	2	3	4	5	6
Газомоторные поршневые ГПА					
МК 8	189	77	598	901	6819
10 ГК-1-3	3	47	504	375	5422
10 ГКМ-1-4	93	49	517	435	5670
10 ГКН-1-5	108	51	543	547	6111
ДР 12 (35-45) – 56	544	276	752	2791	7444
Газотурбинные с центробежными нагнетателями					
ГТК-5	385	94	249	986	4371

ГТ-6-750	497	122	391	144	5071
ГТК-10	686	218	583	1537	7813
ГТК-16	1122	275	726	2653	13483
ГТК-25	1708	419	1104	3918	19903
ГТН-6	520	121	336	1400	3555
ГПА-Ц-6,3	594	155	983	969	6782
Электроприводные с центробежными нагнетателями					
СТД-4000	749	46	443	426	6269
СТД-6000	1150	220	567	805	6647
СТД-10000	1648	63	836	985	6647

Ориентировочные значения коэффициентов для КС
первой нитки с рабочим давлением 7,5 МПа

Агрегаты	Численные значения коэффициентов				
	a_{ε}	b_{ε}	c_{ε}	a_k	b_k
Газомоторные поршневые ГПА					
ДР 12 (35-52)-76	544	276	752	2791	7444
Газотурбинные с центробежными нагнетателями					
ГТК-10	710	206	458	1647	8278
ГТН-16	1146	290	679	3003	6854
ГТН-25	1657	408	971	4109	7828
Электроприводные с центробежными нагнетателями					
СТД-10000	1836	111	825	1029	7798

Примечание: Значение коэффициентов даны для равнинно-холмистой местности, для местности Э и К следует умножать на поправочные коэффициенты из таблицы.

Район строительства КС	Поправочный коэффициент	
	На капвложения	На эксплуатацион-ные расходы
Ямало-Ненецкий авт. округ	2,6	1,9
Ханты-Мансийский авт. округ	2,5	1,8
Тюменская обл., Якутия	2,0	1,5
Коми – восточнее Ухты	1,7	1,5
Коми – западнее Ухты	1,1	
Узбекистан, Таджикистан, Туркмения	1,2	1,1

**ПРИЛОЖЕНИЕ 9. Нормативные номинальные значения
параметров ГТУ**

Тип ГТУ	Показатель					
	N_e'' , МВт	T_3'' , К	q_{mz}'' , тыс. м ³ /час	K_t	K_n	η_m
ГТ-700-5	4,25	288	1,88	4,4	0,85	0,95
ГТ-750-6 (ГТК-5)	6,00	288	2,45	3,4	0,85	0,983
ГТ-6-750 (ГТН-6)	6,30	288	2,82	2,8	0,95	0,975
ГПА-Ц-6,3	6,30	288	3,28	1,3	0,95	0,984
ГТК-10	10,0	288	3,70	3,7	0,95	0,990
ГПУ-10	10,0	298	4,05	3,7	0,95	0,990
ГТН-10 И	10,2	288	4,22	2,0	0,95	0,990
Коберра-182	12,9	288	5,03	2,2	0,95	0,985
ГТК-16	16,0	288	6,86	3,2	0,95	0,990
ГТН-16	16,0	288	5,93	3,2	0,95	0,990
ГПА-Ц-16	16,0	288	6,24	2,8	0,95	0,993
ГТН-25	24,0	298	9,37	3,2	0,95	0,992
ГТН-25 И	24,4	288	9,38	2,2	0,95	0,995

Примечание: При отсутствии данных по ГТУ принимать:

$$q_{тг}^H = 0,41 \cdot 10^{-3} * N_e^H;$$

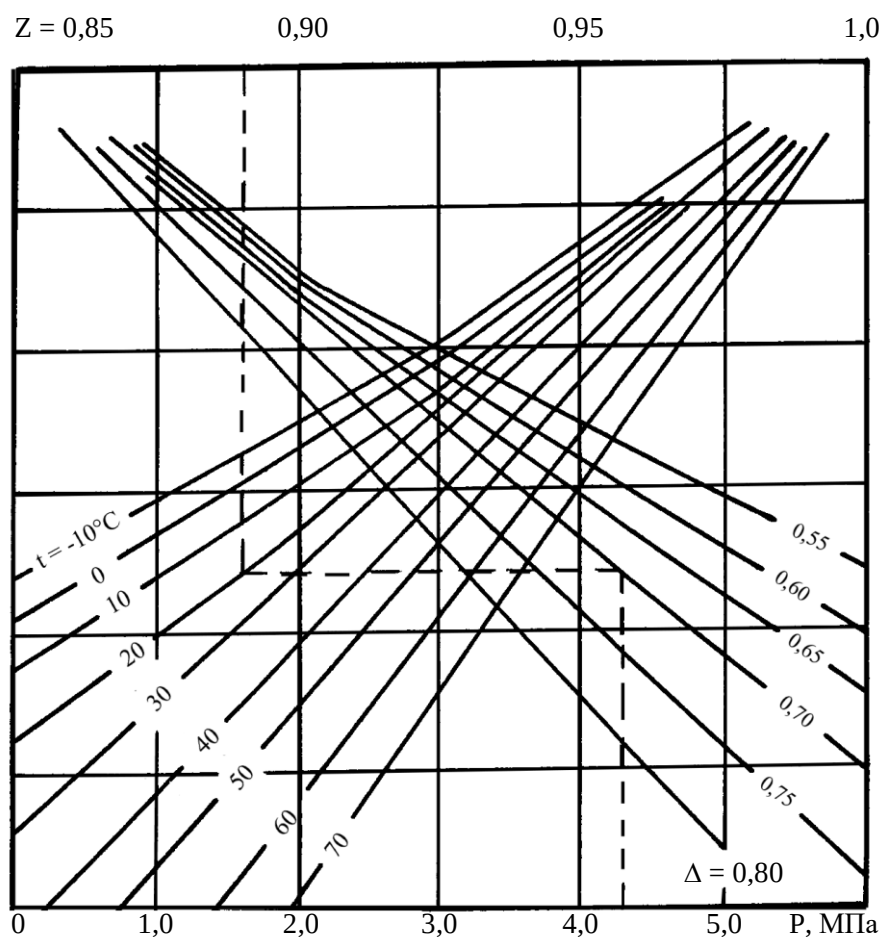
$$K_n=0.95; \eta_m=0.985;$$

**ПРИЛОЖЕНИЕ 10. Нормативные значения потерь давления
в коммуникациях КС**

Давление газа в газопрово- де (избыточн ое)	Потери давления газа на КС, МПа					
	Всего		В том числе			Между ступеня ми сжатия
			На всасывание		На нагнетан ие	
	При одноступенча той очистке газа	При двухступенча той очистке газа	При одноступенча той очистке газа	При двухступенча той очистке газа		
5,40	0,15	0,20	0,08	0,13		
7,35	0,23	0,30	0,12	0,19	0,11	
9,81	0,26	0,34	0,13	0,21	0,13	

Примечание: Нормативные потери давления в АВО, включая их
обвязку равны 0,0588 МПа

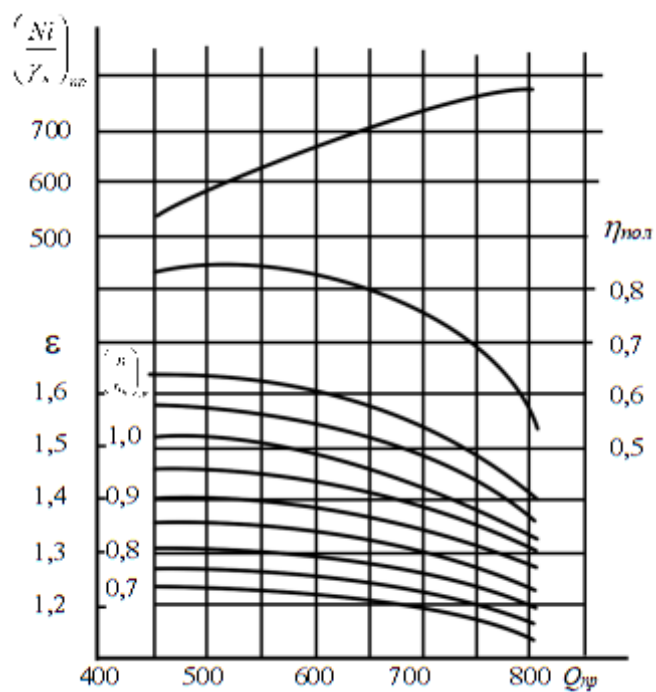
ПРИЛОЖЕНИЕ 11. Номограмма для определения коэффициента сжимаемости Z в зависимости от давления, температуры и относительной плотности газа



ПРИЛОЖЕНИЕ 12. Приведенные характеристики центробежных нагнетателей

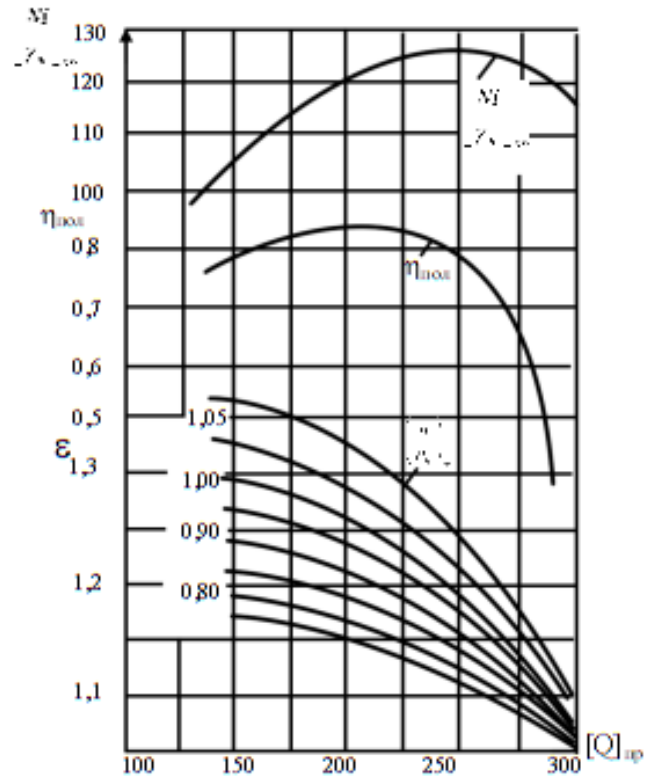
В приведенных характеристиках центробежных нагнетателей, помещенных в данном приложении, приняты следующие единицы:

$\left[\frac{N_i}{\gamma_n}\right]_{\text{пр}}$ - кВт/(кг/м³); $[Q]_{\text{пр}}$ - м³/мин.

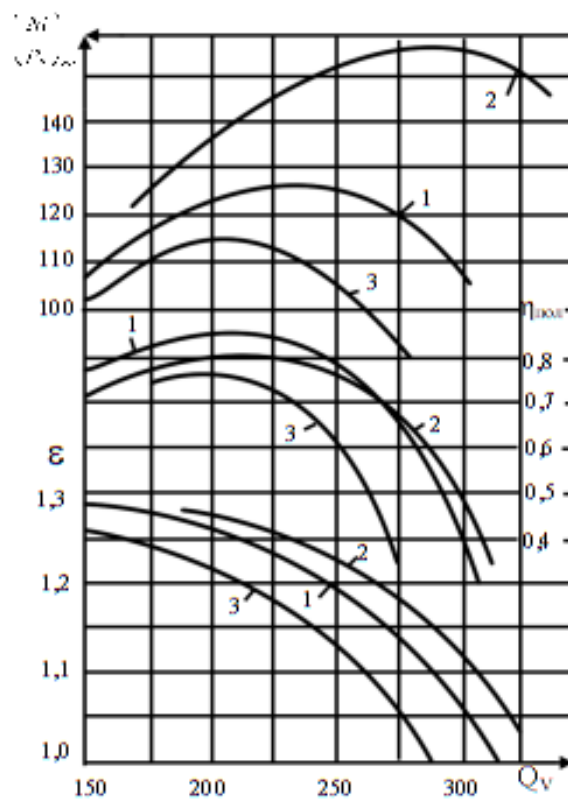


Приведенная характеристика 650-22-2

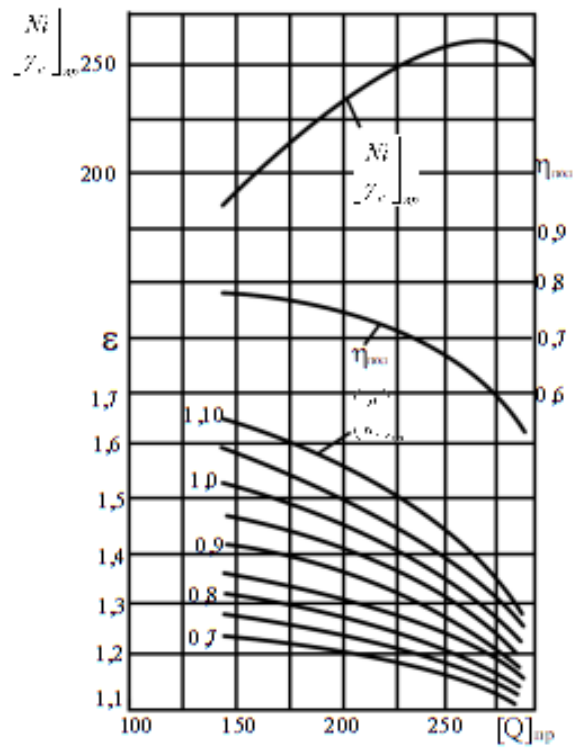
$R_{np} = 451 \text{ кгМ}/(\text{кг} \cdot \text{К}); T_{np} = 288 \text{ К}$



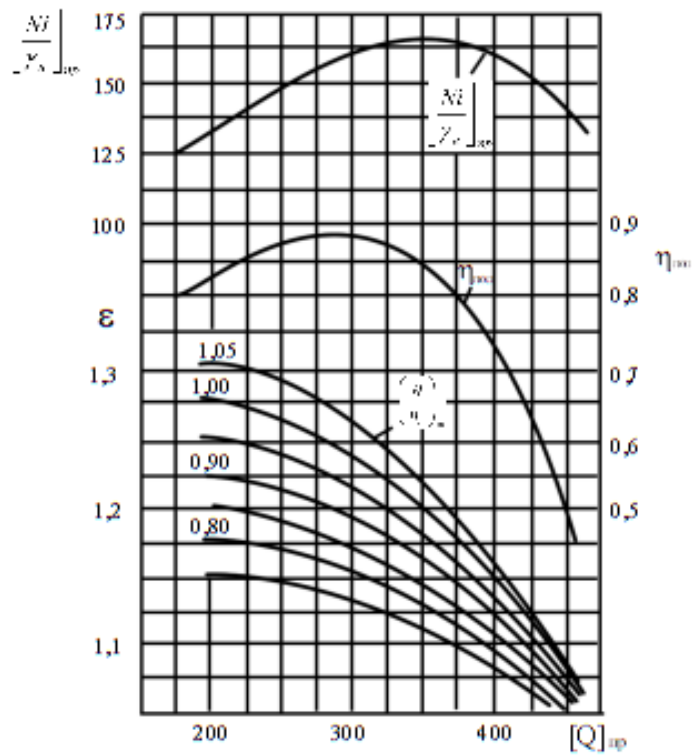
Приведенные характеристики 280-11-1(2)
 $z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



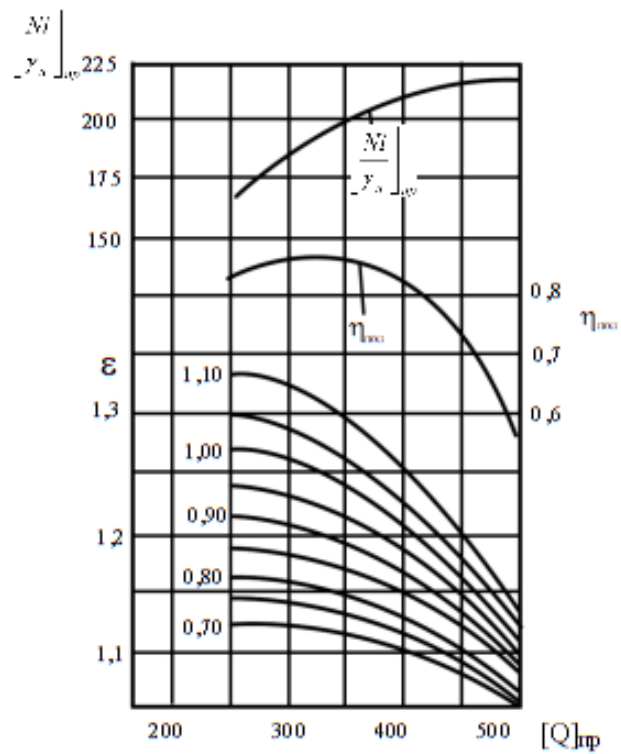
Приведенная характеристика 280-11-6 с направляющим аппаратом:
 1- $\alpha=0$; 2- $\alpha=-35$; 3- $\alpha=+35$; $z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



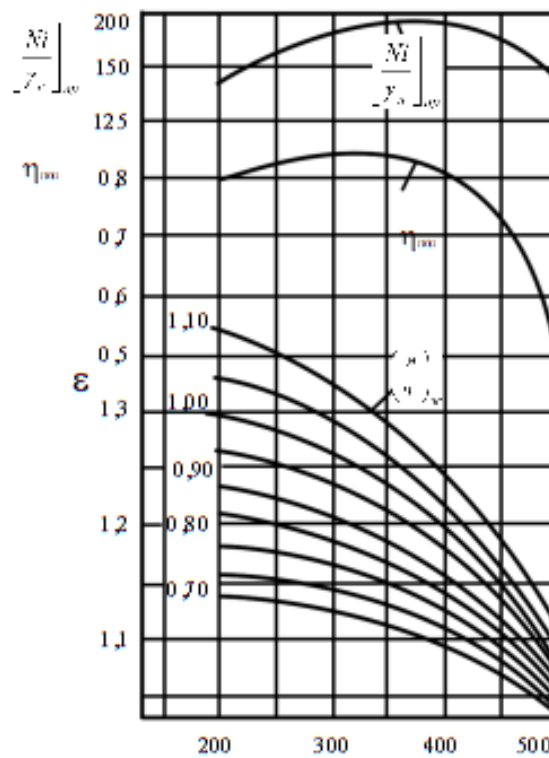
Приведенные характеристики ГПА-Ц-6,3
 $z_{пр}=0,9$; $R_{пр}=491$ Дж/(кг·К); $T_{пр}=288$ К



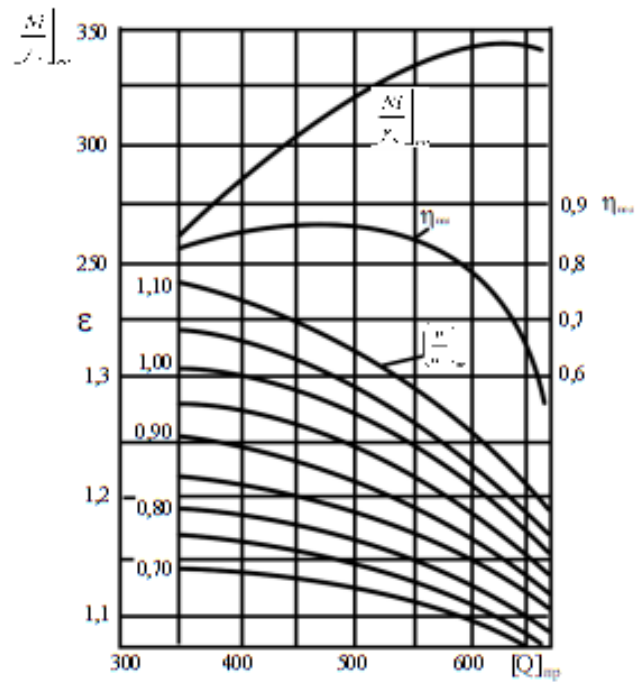
Приведенная характеристика 260-13-2
 $z_{пр}=0,91$; $R_{пр}=491$ Дж/(кг·К); $T_{пр}=288$ К



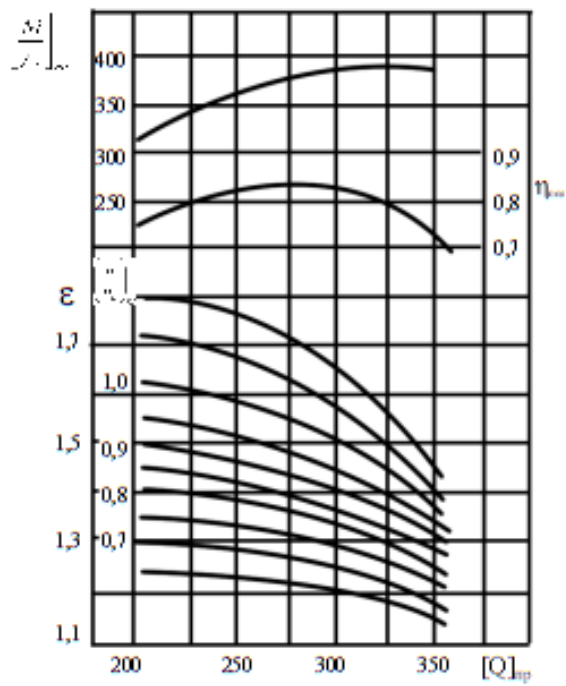
Приведенные характеристики 370-14-1/370-15-1
 $z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



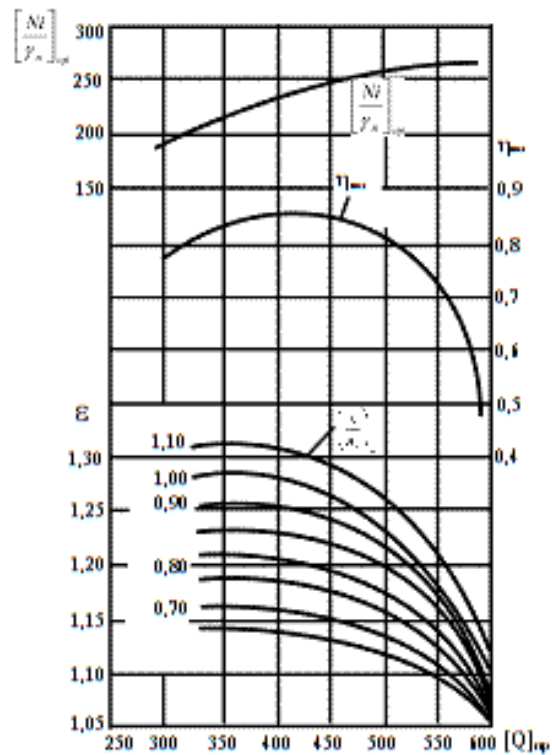
Приведенные характеристики Н-300-1,23
 $z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



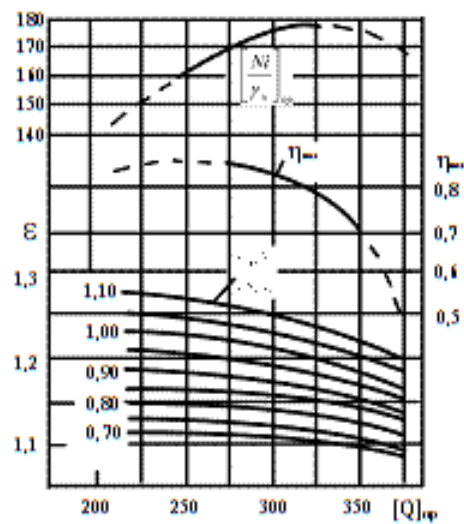
Приведенные характеристики 520-12-1
 $z_{np}=0,91$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=293$ К



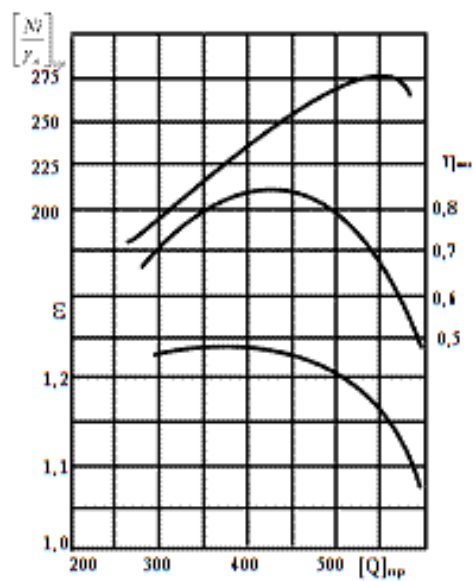
Приведенные характеристики «RF 2BB-30»
 $z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



Приведенные характеристики нагнетателя 370-18-1
 $z_{np}=0,90$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К

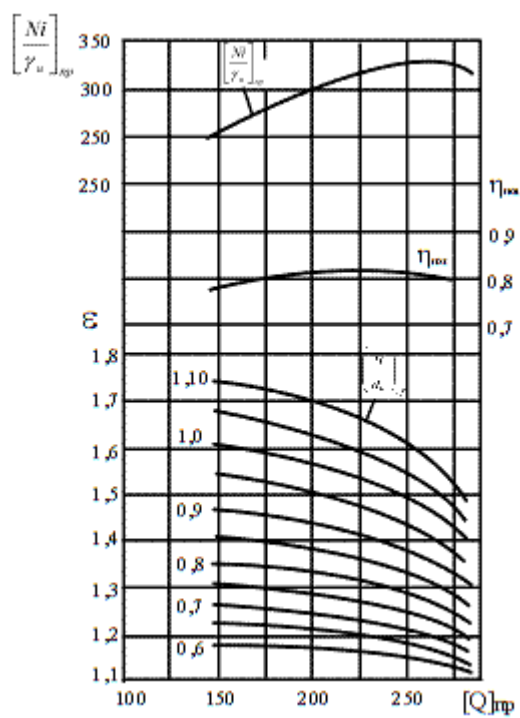


Приведенные характеристики нагнетателя 370-18-1
с зауженной проточной частью $z_{np}=0,885$;
 $R_{np}=510$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



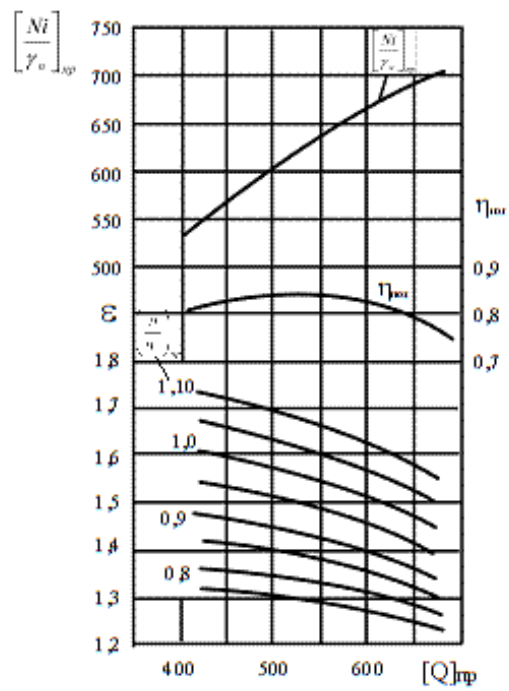
Приведенные характеристики нагнетателя 370-18-2

$z_{np}=0,888$; $R_{np}=508$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К

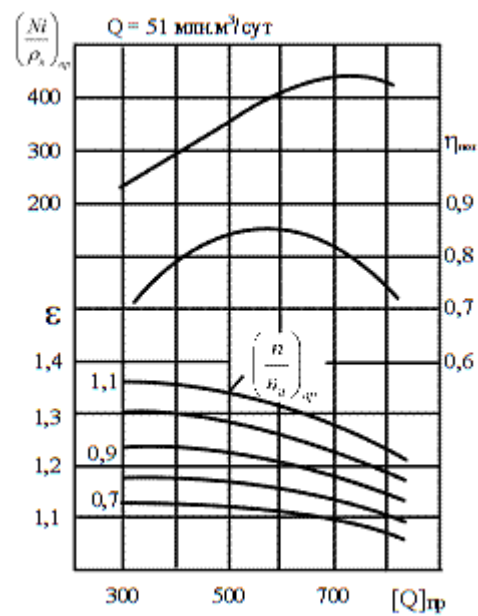


Приведенные характеристики RCL-802/24

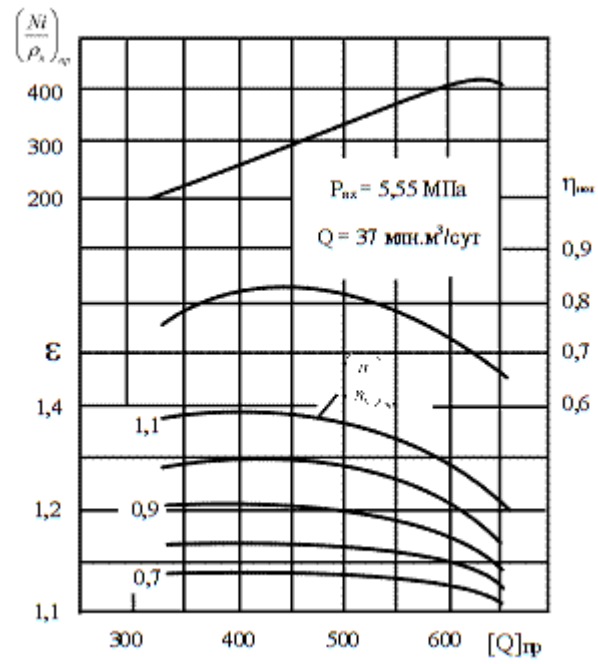
$z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



Приведенные характеристики RCL-1002/40
 $z_{np}=0,9$; $R_{np}=491$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



Приведенные характеристики H-16-76-1,25
 $z_{np}=0,895$; $R_{np}=508$ Дж/(кг·К); $T_{np}=288$ К



Приведенные характеристики Н-16-76-1,37
 $z_{np}=0,895$; $R_{np}=508 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $T_{np}=288 \text{ К}$