**Вариант 4**

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1**

**Классификация центробежных насосов по их конструктивным особенностям**

**1. Теоретическая часть**

***Разновидности конструкций рабочих колес насосов***

По конструкции рабочие колеса центробежных насосов подразделяют на колеса с односторонним входом (имеется в виду – входом жидкости), с двухсторонним входом, а также на закрытые, полуоткрытые и открытые. При этом три последних разновидности могут иметь как колеса с односторонним входом, так и колеса с двухсторонним входом жидкости (рис. 1.1\*).

***Разновидности насосов по способу размещения их рабочего колеса на валу насоса***

По расположению рабочего колеса на валу насоса относительно опор ротора различают насосы консольные и со средним расположением рабочего колеса. Конструктивные схемы этих насосов приведены на рис. 1.2.

Насосы консольного типа, более просты по конструкции в сравнении с насосами, имеющими среднее расположение рабочего колеса. Однако их конструктивная схема (консоль) обеспечивает таким насосам меньшую прочность. Поэтому такие насосы производятся обычно небольшой мощности.

***Разновидности насосов по расположению оси их роторов в пространстве***

По расположению оси ротора насоса в пространстве насосы подразделяются на насосы горизонтальные и вертикальные. Конструктивные схемы данных насосов приведены на рис. 1.3 применительно к насосам консольным с рабочим и колесом одностороннего входа.

***Разновидности насосов по количеству их ступеней***

По количеству ступеней насосы подразделяются на одно ступенчатые, двухступенчатые и так далее, включая насосы многоступенчатые. Под количеством ступеней при этом понимается количество рабочих колес насоса, которое жидкость проходит в насосе последовательно. Конструктивная схема трехступенчатого центробежного насоса представлена на рис. 1.4

Насосы с несколькими ступенями обычно производятся с колесами одностороннего входа. Такие насосы в равной мере могут быть как горизонтальными, так и вертикальными.

\*Здесь и далее в тексте приведены ссылки на рисунки из части II настоящих методических указаний.

***Разновидности корпуса центробежных насосов***

По конструкции корпуса центробежные насосы подразделяются на насосы спиральные и насосы секционные. У спиральных насосов корпус имеет улиткообразную спиральную форму. Спиральные насосы обычно одноступенчатые, с колесом одностороннего или двухстороннего входа.

У секционных насосов корпус имеет цилиндрическую форму (рис. 1.17) и разделен на секции. Это в основном насосы с несколькими ступенями; в них каждая ступень располагается в своей секции.

***Разновидности конструкции концевых уплотнений насосов***

Концевое уплотнение у центробежных насосов может быть трех видов:

1. манжетное, 2) набивочное или сальниковое, 3) торцевое.

По конструкции самым простым является уплотнение манжетное. Основу его составляет резиновое кольцо того или иного поперечного сечения, которое устанавливается с натягом на вал и крепится неподвижно какими либо крепежными средствами к корпусу насоса. Схема устройства подобного уплотнения с резиновым кольцом круглого поперечного сечения приведена на рис. 1.7.

Основные недостатки манжетных уплотнений - малый срок службы, узкий диапазон положительных рабочих температур, способность выдерживать только небольшие давления. Поэтому манжетные уплотнения применяют только на насосах низкого давления и небольшой мощности.

Насосы достаточно больших мощностей и давлений оснащаются набивочными или сальниковыми уплотнениями, конструктивная схема которых изображена на рис. 1.8.

Основными рабочими элементами уплотнения данного типа является мягкая набивка 2 и прижимная втулка 4. Прижимная втулка 4 поджимается к корпусу 1 болтами или шпильками 3 и воздействует на мягкую набивку 2,которая прижимается к корпусу и валу. Таким образом, обеспечивается необходимое уплотнение.

В качестве мягкой набивки используются различные материалы. Например, хлопчатобумажный шнур, шнур из пеньки или асбестовый шнур (в насосах, перекачивающих жидкости с высокой температурой).

Современные насосы оснащаются торцевыми уплотнениями. Принципиальная конструктивная схема торцевого уплотнения показана нарис. 1.9.

Торцевое уплотнение состоит из подвижного 3 и неподвижного 7 контактов. Неподвижный контакт 7 крепится к корпусу 5, а подвижный контакт 3 устанавливается на вал насоса 8 посредством штифта 2.

***Способы разгрузки ротора насоса от осевых сил гидродинамического происхождения***

Как известно, осевая сила направлена навстречу потоку, входящему в рабочее колесо насоса. Осевая сила приложена к рабочему колесу, а через него - ко всему ротору насоса. Существуют различные способы устранения осевой силы.

Рассмотрим первоначально способы, связанные с изменением площади основного диска. Здесь площадь переднего дискаизменению не подлежит, поскольку она меньше площади заднего диска, а увеличение ее невозможно, так как это затруднит вход жидкости в рабочее колесо. Осевую силу устраняют путем уменьшения площади основного диска, как это показано на рис. 1.10.

Способы устранения осевой силы за счет изменения давления, действующего в зазорах между передним и задним дисками и корпусом более многообразны. Самый простой, но неэкономичный способ – применение сверления в основном диске (рис. 1.11). За счет сверлений зазор между задним дисками и корпусом становится сообщающимся с входом в рабочее колесо, где действует самое низкое давление в насосе.

В этом случае достигается полная разгрузка ротора от осевой силы. Неэкономичность этого способа заключается в том, что через сверления постоянно движутся потоки навстречу основной массе жидкости, входящей в рабочее колесо насоса, что снижает гидравлический и общий КПД насоса.

Еще один недостаточно экономичный способ разгрузки ротора от осевых сил гидродинамического происхождения приведен на рис. 1.12.

Разгрузка ротора в этом случае достигается за счет того, что при вращении рабочего колеса в очень малых по величине зазорах между ребрами 1 и корпусом насоса создается интенсивное вращательное движение жидкости, то есть движение с достаточно большой кинетической энергией. Это приводит к снижению потенциальной энергии в данном зазоре, то есть к снижению давления*.*

При рабочих колесах с двухсторонним входом жидкости (рис. 1.1, б) с левой и с правой стороны колеса располагаются диски с абсолютно равной площадью их внешней поверхности. Одновременно с этим, давления в зазорах равны. Это приводит к полной разгрузке ротора.

Вариант разгрузки ротора с помощью щелевого уплотнения между основным диском и корпусом насоса представлен на рис. 1.13.

В зазоре между основным диском и корпусом насоса происходит постоянное течение жидкости, поскольку в концевых уплотнениях намеренно создаются утечки. Щелевое уплотнение для этого потока жидкости представляет значительное местное сопротивление. Поэтому в области между щелевым уплотнением и валом насоса создается давление, заметно меньшее того давления, которое было там до установки уплотнения. В результате, общее давление на внешнюю поверхность основного диска становится меньше и сила, действующая справа налево также уменьшается.

Вариант разгрузки ротора с помощью разгрузочного диска показан на рис. 1.14. Разгрузочный диск 3 помещается в специальной камере (разгрузочной камере), находящейся за основным диском рабочего колеса последней ступени насоса и перед концевым уплотнением. Диск жестко крепится к валу насоса и разделяет упомянутую камеру на две полости 1 и 2. При этом между диском и корпусом камеры (слева от диска 3 на рис. 1.14) существует очень малый зазор.

Под воздействием давления в корпусе насоса жидкость из полости 1 перетекает в полость 2, при этом преодолевает зазор между диском 3 и корпусом разгрузочной камеры.

Данный зазор в виду его малости имеет значительное гидросопротивление. Поэтому в нем теряется большая часть давления и в полости *2* давление оказывается меньше, чем в полости 1. На диск 3 с разных сторон его начинает действовать различное давление. Поскольку давление в полости 1 выше, то это приводит к тому, что на диск 3 действует результирующая сила f направленная слева направо. Диаметр разгрузочного диска 3 и зазор между ним и корпусом разгрузочной камеры рассчитываются такими, чтобы сила fравнялась силе F*,* являющейся результирующей силой, действующей на рабочее колесо насоса. Силы f и Fимеют противоположное направление. Поэтому при их равенстве происходит полная разгрузка ротора от осевых сил гидродинамического происхождения.

**1.2. Содержание лабораторной работы**

***Цель лабораторной работы:***

Изучение существующих конструкций центробежных насосов.

***Содержание лабораторной работы:***

1.Изучение теоретических основ настоящего раздела методических указаний.

2.Проведение классификации насосов, представленных в разделе 1.3 настоящих методических указаний по следующим признакам:

а) конструкция рабочего колеса насоса;

б) расположение рабочего колеса на валу насоса относительно опор ротора;

в) расположение оси ротора насоса в пространстве;

г) количество ступеней в насосе;

д) конструкция корпуса насоса;

е) тип концевого уплотнения насоса;

ж) наличие и способ разгрузки ротора насоса от осевых сил гидродинамического происхождения;

з) тип подшипников насосов по воспринимаемой ими нагрузке;

и) тип подшипников по виду трения в них.

***Оформление выполненной лабораторной работы***

Лабораторная работа не требует по ее окончанию составления какого-либо отчета. Выполняющему работу рекомендуется делать для себя записи по следующему шаблону:

а) колесо одностороннего входа, открытое,

б) расположение колеса консольное,

в) насос вертикальный,

г) насос одноступенчатый т.д.

То есть записывается номер рисунка из части II настоящих методических указаний, на котором приведен насос, подлежащий классификации, и далее дается ответ по всем классификационным признакам, приведенным выше в пункте 2 «Содержания лабораторной работы» под соответствующим буквенным обозначением.

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2**

**Основные параметры центробежных насосов**

**2.1. Теоретические основы**

К основным параметрам центробежных насосов относятся величины, которые характеризуют работу насосов как гидравлических машин, а именно:

1. Производительность или подача;
2. Давление на входе и выходе насоса (напор на входе и выходе);
3. Полное давление, развиваемое насосом;
4. Полный напор, развиваемый насосом;
5. Коэффициент полезного действия;
6. Мощность;
7. Кавитационный запас насоса;
8. Критический и допустимый кавитационные запасы насоса;
9. Допустимая высота всасывания насоса;
10. Коэффициент быстроходности насоса.

***Подача или производительность*** насоса – количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени. Различают производительность массовую *M* и объемную *Q*. Между собой они связаны соотношением

 (2.1)

где плотность жидкости

***Полное давление***, развиваемое насосом рассчитывается по формуле:

 (2.2)

где  и - давление на входе и выходе насоса, Па;  и - скорость жидкости на входе и выходе, м/с; *g* – ускорение свободного падения, м/с2;  и - геодезические отметки манометров, которыми измеряют давления и , м.

***Полный напор,*** развиваемый насосом, определяется при помощи формулы 2.2 и на основе известного соотношения между давлением и напором

 (2.3)

где *Н* – полный напор, развиваемый насосом.

Поскольку центробежные насосы одновременно являются механизмом и гидравлической машиной, то их работа оценивается с помощью нескольких ***коэффициентов полезного действия***: - гидравлический КПД; - объемный КПД; - механический КПД.

С помощью  оцениваются потери гидравлической энергии (потери напора) в проточной части насоса. С помощью  оцениваются объемные потери энергии в насосе, возникающие в результате утечек и протечек жидкости в уплотнениях. С помощью оцениваются потери энергии в узлах трения насосов (подшипниках и концевых уплотнителях).

Общий КПД насоса равен:

 (2.4)

Применительно к насосам различают несколько видов ***мощности***:

- полезная мощность:

*Nпол*=; (2.5)

- мощность, потребляемая насосом:

; (2.6)

- мощность насосно-силового агрегата:

*NНСА*=, (2.7)

где *ηдв* – КПД двигателя; *ηпер* – КПД механической передачи между двигателем и насосом.

***Кавитационный запас*** насоса – это избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над удельной энергией насыщенных паров жидкости:

, (2.8)

где *Рs* – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости.

***Критический кавитационный запас*** насоса – это минимальный избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над удельной энергией насыщенных паров жидкости, при котором в насосе не возникает кавитации.

***Допустимый кавитационный запас*** насоса:

∆h*доп* = *к* ∙∆h*кр* (2.9)

где *к* – коэффициент запаса, принимаемый в размере 1,1-1,35; ∆h*кр* – критический кавитационный запас.

***Допустимая высота всасывания*** насоса - это максимальная высота, на которую насос может поднять жидкость во всасывающем трубопроводе над уровнем жидкости в резервуаре откачки, при которой в насосе не будет кавитации:

, (2.10)

где *Р0* - давление над уровнем жидкости в резервуаре откачки; *hвс* - потери напора во всасывающем трубопроводе.

Рассчитанное по формуле 2.10 значение *H*S может быть как положительным, так и отрицательным. Положительное значение свидетельствует о том, что насос в данной ситуации обладает самовсасывающей способностью и может поднять жидкость во всасывающем трубопроводе над уровнем её в резервуаре откачки, но на высоту не более рассчитанной. Отрицательное значение *H*S свидетельствуют об отсутствии у насоса самовсасывающей способности. Для придания насосу работоспособности в данном случае на его входе необходимо поддерживать напор не менее рассчитанного отрицательного значения *H*s взятого по абсолютной величине (подпор).

***Коэффициент быстроходности*** насоса определяется формулой:

, (2.11)

где *n* – номинальные обороты ротора, мин-1; *Q* и *H* –номинальная подача м3/с и номинальный напор, м (которые обычно определяются из маркировки насоса).

Коэффициент быстроходности насосов – это своеобразный критерий в зависимости от численного значения, которого насосы подразделяются на:

1. Тихоходные =40-80
2. нормальной быстроходности = 80-150
3. быстроходные =150-300

**2.2. Описание экспериментальной установки**

Экспериментальная установка состоит из центробежного насоса марки *Х*, откачивающего нефть из резервуара с давлением над уровнем нефти *Р0*. Давление на входе и выходе насоса равно соответственно *Р1* и *Р2* и измеряется манометрами в точках с геодезическими отметками *Z1* и *Z2*. Показания расходомера насоса и ваттметра двигателя насоса составляют соответственно *Q* и *W*. Потери напора во всасывающем трубопроводе принять равными 5 м.

Параметры насоса: диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков равны между собой и равны *D*, частота вращения вала насоса *n*, допустимый кавитационный запас насоса при производительности *Q* равен ∆h*доп*.

Насос перекачивает нефть плотностью *ρ* с давлением насыщенных паров *Рs*.

Требуется определить: напор, развиваемый насосом; допустимую высоту всасывания; полезную мощность насоса; КПД насосно-силового агрегата; коэффициент быстроходности насоса.

Численные значения параметров насоса и характеристика перекачиваемой насосом нефти даны в табл. 2.1.

Таблица 2.1.

Рабочие параметры насоса

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Номер варианта |
| 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Марка насоса | НМ 10000-210 | НМ 3600-230 | НМ 7000-210 | НМ 5000-210 | НМ 1800-240 | НМ 1250-260 | НМ 2500-230 | НМ 7000-210 | НМ 10000-210 | НМ 5000-210 |
| *Р0*, кГс/см2 | 1,03 | 1,01 | 1,02 | 1,02 | 1,01 | 1,01 | 1,00 | 1,01 | 1,02 | 1,02 |
| *Р1*, кГс/см2 | 8,6 | 4,62 | 3,25 | 4,45 | 2,20 | 2,52 | 2,32 | 5,33 | 10,4 | 6,15 |
| *Р2*, кГс/см2 | 25,2 | 25,8 | 23,7 | 21,8 | 28,4 | 26,3 | 23,0 | 26,2 | 28,3 | 25,8 |
| *Z1*, м | 0,8 | 1,0 | 1,1 | 1,1 | 0,9 | 1,2 | 0,9 | 1,1 | 0,9 | 1,1 |
| *Z2*, м | 1,0 | 1,4 | 1,0 | 1,8 | 1,6 | 1,1 | 1,6 | 1,8 | 1,1 | 1,5 |
| *Q*, м3/ч | 10300 | 3220 | 8110 | 4900 | 1740 | 910 | 1980 | 6090 | 11100 | 4150 |
| *W*, кВт | 5500 | 2100 | 5510 | 2850 | 1600 | 810 | 1340 | 3915 | 6300 | 2935 |
| *D*, мм | 1000 | 600 | 1000 | 700 | 350 | 350 | 510 | 800 | 1000 | 700 |
| *n*, об/мин | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 |
| *hдоп*., м | 73 | 20 | 30 | 29 | 18 | 20 | 15 | 55 | 80 | 23 |
| *ρ*, т/м3 | 0,840 | 0,855 | 0,860 | 0,845 | 0,860 | 0,855 | 0,860 | 0,865 | 0,850 | 0,855 |
| *Ps,* мм.рт.ст | 300 | 420 | 500 | 480 | 400 | 381 | 400 | 415 | 480 | 386 |

**2.3. Содержание лабораторной работы**

***Цель лабораторной работы:***

Получение навыков расчета основных параметров центробежного насоса.

***Содержание лабораторной работы:***

1.Изучение теоретических основ настоящего раздела методических указаний;

2. Изучение экспериментальной установки

3. Определение основных параметров насоса:

а) напор, развиваемый насосом;

б) допустимая высота всасывания;

в) полезная мощность насоса;

г) КПД насосно-силового агрегата;

д) коэффициент быстроходности насоса.

***Оформление выполненной лабораторной работы***

Отчет по лабораторной работе представляется на защиту в письменном виде и содержит расчет основных параметров центробежного насоса при помощи зависимостей, приведенных в теоретической части настоящего раздела методических указаний (пункт 2.1). Рекомендуется оформить отчет по следующему шаблону:

вариант Х

а) первый расчетный параметр

- формула для определения параметра в общем виде с расшифровкой буквенных обозначений;

- формула для определения параметра с численными значениями (в соответствии с заданием) и полученным ответом;

б) второй расчетный параметр

- формула для определения параметра в общем виде с расшифровкой буквенных обозначений;

- формула для определения параметра с численными значениями и полученным ответом и т.д.

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3**

**Регулирование режимов работы центробежных насосов**

**3.1. Теоретические основы**

*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. 3.1а). 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. 3.1б). Рабочая точка системы занимает положение *М*, производительность нефтепровода равна *Q0*.

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*.

Эти трубопроводы согласно рис. 4.1 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 *МП*.

Как видно, при работе с перепуском производительность НПС возрастает с *Q0* до *QП*. Посмотрим, какое количество жидкости при этом будет поступать в нефтепровод *2*. Нефтепровод *2* расположен на выходе НПС и находится под напором станции, равным согласно *МП* величине *НП*. При напоре *НП* нефтепровод *2* будет пропускать через себя, если следовать его *H-Q* характеристике, производительность *Q2*, меньшую первоначальной *Q0*, 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 потоку 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. 3.2. При полностью открытом дроссельном органе *D* (заслонке, регуляторе и т.д.) рабочей точкой системы является точка *М*, производительность системы (нефтепровода) равна *Q0*, гидропотери в ней *Н0*.

Если дроссельный орган *D* прикрыть, то его сопротивление увеличится, и к потерям напора в нефтепроводе, отображённом на рис. 3.2б, 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 *Мд*, производительность нефтепровода снизится до *Qд*.

Интересно проследить, как изменяется напор НПС при дросселировании. Согласно рис. 3.2б, напор, развиваемый станцией при дросселировании, увеличивается до *Нд*, потери же напора в нефтепроводе, напротив, уменьшаются. При производительности *Qд* они в соответствии с *Н-Q* характеристикой собственно нефтепровода *2* (без учёта дроссельного органа) составляют *Н’д* Напор, соответствующий разности *Нд – Н’д*, развивается НПС не производительно, 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.

Напорная характеристика центробежного насоса описывается уравнением:

*Н = а - b⋅Q2,*  (3.1)

где *Н* – напор (м), соответствующий подаче насоса *Q* (м3/ч); *а* (м) и *b* (м/(м3/ч)2) – эмпирические коэффициенты аппроксимации напорных характеристик насосов (табл. 3.1)

Таблица 3.1

Коэффициенты *α* и *b* аппроксимации напорных характеристик для некоторых нефтяных центробежных насосов серии НМ

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип насоса | *α*, м | *b*, м/(м3/ч)2 |
| НМ 1250-260НМ 2500-230НМ 3600-230НМ 5000-210НМ 7000-210НМ 10000-210 | 331282304272299307 | 0,451\*10-40,792\*10-50,579\*10-50,260\*10-50,194\*10-50,975\*10-6 |

При последовательном соединении *К* одинаковых насосов их суммарная напорная характеристика будет следующей:

*Н = К⋅ (а - b⋅Q2).* (3.2)

При параллельном соединении *К* одинаковых насосов их суммарная напорная характеристика определится выражением:

.(3.3)

Потери напора в нефтепроводе могут быть определены по уравнению Лейбензона:

,(3.4)

где *h* – потери напора, (м); *Q* - производительность нефтепровода, (м3/с); *ν* – кинематическая вязкость нефти, (м2/с); *L* – длина нефтепровода, (м); *D* – внутренний диаметр нефтерповода, (м); *β* и *т* – безразмерные коэффициенты, значения которых зависят от режима движения жидкости в трубопроводе (например, для турбулентного режима в области гидравлически гладких труб *β* = 0,0247, *т*=0,25).

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:

, (3.5)

где *Н* и *Q* – напор и производительность станции, определяемые по ее рабочей точке; *ηнпс* – КПД НПС.

**3.2. Описание экспериментальной установки**

Нефтеперекачивающая станция оснащена *К* насосами марки *Х*, работающих в режиме последовательного соединения и подающих нефть с плотностью *ρ* и вязкостью *ν* в магистральный нефтепровод длиной *L* с внутренним диаметром *D*.

Таблица 3.2.

Численные значения параметров насоса, нефтепровода, нефти

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Номер варианта |
| 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Марка насоса | НМ 10000-210 | НМ 3600-230 | НМ 7000-210 | НМ 5000-210 | НМ 1250-260 | НМ 1250-260 | НМ 2500-230 | НМ 7000-210 | НМ 10000-210 | НМ 5000-210 |
| *К* | 2 | 3 | 2 | 3 | 4 | 3 | 4 | 3 | 3 | 4 |
| *ρ*, т/м3 | 0,840 | 0,855 | 0,860 | 0,845 | 0,830 | 0,835 | 0,865 | 0,870 | 0,850 | 0,855 |
| *ν*, сСт | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 7 | 9 | 11 | 13 | 15 |
| *L*, км | 100 | 90 | 80 | 70 | 60 | 85 | 75 | 65 | 55 | 50 |
| *D*, мм | 1200 | 1000 | 1200 | 1000 | 510 | 610 | 700 | 1000 | 1200 | 800 |
| *ηнпс* | 0,7 | 0,72 | 0,74 | 0,76 | 0,78 | 0,80 | 0,71 | 0,73 | 0,75 | 0,77 |
| *Y,* % | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |

Требуется определить какой метод регулирования режимов работы станции (перепуск или дросселирование) является наиболее экономичным при снижении объемов перекачки на короткий период на *Y* %.

При расчетах принять: КПД НПС постоянным и равным *ηнпс*; режим работы нефтепровода – турбулентный в области гидравлически гладких труб.

**3.3. Содержание лабораторной работы**

***Цель лабораторной работы:***

Получение навыков построения совмещенной характеристики НПС и трубопровода, расчета режимов работы при регулировании.

***Содержание лабораторной работы:***

1.Изучение теоретических основ настоящего раздела методических указаний;

2. Изучение экспериментальной установки;

3. Построение совмещенной характеристики НПС и нефтепровода;

4. Определение более экономичного метода регулирования режимов работы.

***Выполнение и оформление лабораторной работы***

Отчет по лабораторной работе представляется на защиту в письменном виде и содержит:

1) расчет потерь напора в нефтепроводе при различных производительностях;

2) расчет напора НПС при различных производительностях;

3) совмещенную характеристику НПС и нефтепровода с указанием рабочих точек системы до и после снижения производительности;

4) расчет потребляемой НПС мощности до и после снижения производительности.

Рекомендуется выполнить работу и оформить отчет по следующему алгоритму:

вариант Х

а) построение совмещенной характеристики НПС и линейной части;

б) определение по совмещенным характеристикам исходного значения *Q*, затем значения *Q* при снижении объемов перекачки;

в) определение рабочей точки НПС при дросселировании и при перепуске;

г) определение мощности НПС до снижения объемов перекачки и после (при дросселировании и при перепуске)

д) выводы.