

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ТУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт Горного дела и строительства

Кафедра Санитарно-технических систем

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
КУРСОВОЙ РАБОТЫ
по дисциплине

Прикладная гидравлика

"Гидравлика систем теплоснабжения"

Уровень профессионального образования: высшее образование – бакалавриат

Направление подготовки: 08.03.01 «Строительство»

Профиль подготовки: «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Квалификация выпускника: бакалавр

Форма обучения: очная, очно-заочная

Тула, 2023

Методические указания по выполнению курсовой работы составлены
доц. Соколовой С.С и обсуждены на заседании кафедры
«Санитарно-технических систем» Института горного дела и строительства

протокол № _____ от «_____» _____ 20____ г.

Зав. кафедрой _____ Р.А. Ковалев

Методические указания к самостоятельной работе студентов
пересмотрены и утверждены на заседании кафедры «Санитарно-технических
систем» Горно-строительного факультета

протокол № _____ от «_____» _____ 20____ г.

Зав. кафедрой _____ Р.А. Ковалев

Введение

Настоящие методические указания предназначены для оказания помощи студентам при выполнении курсовой работы по курсу "Прикладная гидравлика".

Выполнение курсовой работы позволит студентам:

- сконцентрировать главное внимание на узловых проблемах изучаемой дисциплины;
- сформировать навыки творческого самостоятельного использования полученных знаний для решения прикладных задач;
- развить потребности самостоятельного изучения нового научно-технического материала;
- сформировать навыки работы со справочной и специальной литературой, государственными и отраслевыми стандартами;
- научиться правильно оформлять техническую документацию.

Курсовая работа выполняется в течение 5-го семестра и включает два основных расчетно-графических задания: "Эксплуатационный расчет насосной установки" и "Гидравлический расчет действующей системы теплоснабжения"

Перед выполнением каждого задания студенты обязаны приобрести умения и навыки решения задач на указанные темы, ознакомиться с теоретическими положениями соответствующих разделов курса.

Варианты и примеры выполнения основных расчетных заданий приведены в данных методических указаниях.

Рекомендуемая литература, полезная при выполнении курсовой работы, приведена в конце данных указаний.

Пояснительная записка к курсовой работе должна быть объемом не менее 30 страниц формата А4. Без бланка задания студент не допускается к защите курсовой работы.

Правила оформления пояснительной записки

Пояснительная записка (ПЗ) является текстовым документом проекта, содержащим описание проектируемого устройства, и обоснованием принимаемых технических и технико-экономических решений. Содержание и оформление ПЗ должно отвечать требованиям Единой системы конструкторской документации, которые регламентируются ГОСТ 2.105-95.

Пояснительную записку выполняют на одной стороне белой нелинованной писчей бумаги формата А4 (210x297 мм) с рамкой. Расстояние от края страницы до линии рамки слева 20 мм, а справа, снизу и сверху – 5 мм. На первом текстовом листе (содержание ПЗ) выполняют основную надпись (штамп) по форме 2 ГОСТ 2.104-68, а на всех последующих – по форме 2а.

Рамки, основные надписи и дополнительные графы к ним выполняют сплошными основными и сплошными тонкими линиями по ГОСТ 2.303-68.

20		185										5	
		7	10	23	15	10	70				50		
8x5=40							2708006...NN.ПЗ						
		Изм.	Лист	№докум.	Подпись	Дата	Электротехника и электроснабжение строительной площадки. Пояснительная записка						
		Руковод.	Е.Сошников										
		Разраб.	И.Петров										
		Н.контр.											
Утв.					Лит. Лист Листов 15 17 18 ТулГУ, каф. СТС гр.								
												5	

Основная надпись первого текстового листа (форма 2 ГОСТ 2.104-68)

20		185										5	
		7	10	23	15	10	110				10		
3x5=15							2708006...NN.ПЗ						
		Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата	Лист 8						
												5	

NN-последние две цифры зачетной книжки.

Основная надпись для всех последующих листов пояснительной записки (форма 2а ГОСТ 2.104 - 68)

Оформление пояснительной записки выполняют одним из следующих способов:

- машинописным;
- рукописным;
- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ.

В курсовой работе незначительные ошибки, обнаруженные в процессе написания ПЗ, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской. При значительных неточностях исправления выполняют рядом на чистой стороне предыдущего листа ПЗ.

Удаление замечаний преподавателя не допускается.

1. Основные теоретические сведения

1.1 Параметры работы нагнетателей

Нагнетателями называются устройства для повышения энергии жидкости или газа. Нагнетатели преобразуют внешнюю механическую энергию (как правило, от вала электродвигателя) в энергию жидкости или газа. Термин "насос" применяется к нагнетателям, перемещающим капельные жидкости, а термины "вентилятор" и "компрессор" - к нагнетателям, перемещающим газовые среды. Вентиляторы развивают относительно небольшие давления, и расчет режимов их работы производится без учета термодинамических зависимостей. Компрессоры, наоборот, сжимают газы до больших давлений, в результате чего значительная часть энергии переходит в тепло (газ разогревается), поэтому расчет режимов компрессоров следует проводить в соответствии с термодинамическими зависимостями, излагаемыми в курсе "Термодинамика".

Основными параметрами работы любого нагнетателя являются расход, давление или напор, потребляемая мощность, коэффициент полезного действия.

Расход нагнетателя Q , м³/с, часто называемый подачей, есть величина, численно равная объему жидкости, проходящей через нагнетатель в единицу времени.

$$Q = V / \Delta \tau .$$

При движении жидкости в трубопроводе расход может быть определен по формуле

$$Q = v F, \quad (1)$$

где v - скорость движения жидкости, м/с; F - площадь поперечного сечения трубы, м².

Для круглой трубы

$$F = \pi d^2 / 4, \quad (2)$$

где π - численный коэффициент, равный 3,14; d - внутренний диаметр трубопровода, м.

Из (1) и (2) можно получить формулу для расчета скорости жидкости в трубопроводе:

$$v = 4 Q / (\pi d^2). \quad (3)$$

Давление нагнетателя P , Па, определяется как разница давлений жидкости на выходе и входе нагнетателя. Давление является энергетической характеристикой потока и показывает, на сколько увеличивает нагнетатель энергию потока. В этом контексте давление следует понимать не как силу, действующую на единицу площади, а как энергию, приходящуюся на единицу объема жидкости или газа:

$$Pa = H/m^2 = (H \cdot m) / (m^2 \cdot m) = Дж/м^3 \\ P = F / S = E / V .$$

Вместо понятия давления применительно к насосам часто используют понятие напор.

Напор нагнетателя H , м, есть высота столба жидкости, создающего

определенное значение давления, т.е. та высота, на которую может быть поднята жидкость под действием данного давления. Связь между напором и давлением очень простая:

$$P = \rho g H,$$

где ρ - плотность жидкости, кг/м^3 ; g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Различают полное, статическое и динамическое давление или напор. Полное давление равно сумме статического и динамического.

$$P_{\text{п}} = P_{\text{ст}} + P_{\text{д}}.$$

Статическое давление $P_{\text{ст}}$ есть скалярная величина. Оно действует равномерно во все стороны, и характеризует потенциальную энергию сжатия жидкости или газа.

Динамическое давление $P_{\text{д}}$ (правильнее было бы называть его кинетическим) есть векторная величина. Оно действует только в направлении скорости и характеризует кинетическую энергию жидкости или газа.

$$P_{\text{д}} = \rho v^2 / 2.$$

Мощность N , Вт, характеризует общую энергию потока, проходящего через некоторое сечение в единицу времени.

$$N = P Q. \quad (4)$$

Преобразование энергии в нагнетателях невозможно без потерь. Эффективность преобразования энергии характеризует **коэффициент полезного действия** (КПД) η , равный отношению полезной мощности, переданной потоку, к общей потребляемой нагнетателем мощности.

$$\eta = N / N_{\text{наг}}. \quad (5)$$

Из (4) и (5) следует выражение для расчета мощности, потребляемой нагнетателем:

$$N_{\text{наг}} = P Q / \eta. \quad (6)$$

В отличие от параметров работы нагнетателей, его **характеристики** описывают связь между отдельными параметрами. Чаще всего используются следующие характеристики нагнетателей:

а) гидравлическая (напорная) характеристика - это зависимость развиваемого нагнетателем давления или напора от расхода:

$$P = f(Q) \quad \text{или} \quad H = f(Q);$$

б) характеристика мощности - это зависимость мощности, потребляемой нагнетателем, от его расхода:

$$N = f(Q);$$

в) характеристика эффективности - это зависимость коэффициента полезного действия нагнетателя от его расхода:

$$\eta = f(Q).$$

Характеристики нагнетателя могут быть представлены в различной форме: табличной, математической (в виде уравнения), графической. Наиболее часто используется графическая форма представления. В связи с широким внедрением компьютерной техники возросло значение математической формы описания характеристик.

1.2 Потери давления и напора в трубопроводных системах. Характеристики сети и нагнетательной установки

При движении жидкости в трубопроводах происходят потери энергии потока, то есть его давления. В итоге потерянная механическая энергия потока переходит в теплоту, и жидкость нагревается.

Расчетные зависимости для потерь давления зависят от режима движения жидкости (ламинарный или турбулентный). Тип режима определяется по **критерию Рейнольдса** Re , который численно равен отношению сил инерции и вязкости в потоке.

$$Re = v d / \nu, \quad (7)$$

где v - скорость движения жидкости в трубопроводе, м/с;

d - внутренний диаметр трубопровода, м; ν - кинематическая вязкость среды, m^2/s .

При $Re < 2200$ режим движения ламинарный, при $2200 < Re < 10000$ режим движения переходный и при $Re > 10000$ режим движения чисто турбулентный. В системах тепло- газо- и водоснабжения (ТГВ) в подавляющем большинстве случаев наблюдается ярко выраженный турбулентный режим - для всех воздухопроводов и водяных систем с диаметрами труб более 100 мм (наружные тепловые сети, трубопроводы котельных, магистрали теплоснабжения и отопления внутренних систем). Переходный режим наблюдается в водяных системах с небольшим диаметром труб (стояки и приборные узлы систем отопления, горячего водоснабжения). Однако большое количество местных сопротивлений дополнительно "возмущает" поток, и режим течения близок к турбулентному. Поэтому в расчетах систем ТГВ обычно используются зависимости для турбулентного режима, что дает приемлемую точность расчетов. Излагаемый ниже материал также ориентирован только на зависимости турбулентного режима.

Различают два вида потерь: потери на трение о стенки трубопроводов и местные потери, т.е. потери в местных сопротивлениях (МС) (поворотах, сужениях, тройниках, трубопроводной арматуре и так далее), вызванные перестройкой потока при преодолении МС и возникающим при этом вихреобразованием.

Потери на трение пропорциональны длине трубопровода l

$$P_{тр} = R l = (\lambda l / d) P_d, \quad (8)$$

где R - удельные потери на трение, то есть потери на трение, приходящиеся на единицу длины трубопровода, Па/м; λ - коэффициент гидравлического трения.

Коэффициент гидравлического трения λ чаще всего определяется по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 (68 / Re + K_s / d)^{0,25}, \quad (9)$$

где K_s - эквивалентная шероховатость стенок трубопровода, мм, численно равная средней высоте выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы.

При больших значениях Re значение λ в основном определяется шероховатостью трубопровода и очень мало зависит от Re , а, следовательно, и от скорости жидкости в трубопроводе. Значение Re пропорционально скорости, которая, в свою очередь, пропорциональна расходу, поэтому λ в этом случае практически не зависит от расхода Q . Часто в расчетах принимают постоянное значение коэффициента трения, что значительно упрощает методику расчета.

Местные потери определяются по формуле

$$Z = \sum \zeta P_d, \quad (10)$$

где $\sum \zeta$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений на рассматриваемом участке трубопровода.

Коэффициенты местного сопротивления ζ для различных элементов трубопроводных систем (обозначаемые часто сокращением КМС) определяются, как правило, опытным путем. В справочниках приводятся или готовые значения КМС, или формулы и таблицы для их расчета. В практических расчетах чаще всего принимается, что КМС не зависит от скорости или расхода среды в трубопроводе.

С учетом вышеизложенного выведем общую формулу для расчета потерь на участке трубопровода

$$\begin{aligned} P &= R l + Z = (\lambda l / d + \sum \zeta) P_d = \\ &= (\lambda l / d + \sum \zeta) \rho v^2 / 2 = \\ &= (\lambda l / d + \sum \zeta) \rho (4Q / (\pi d^2))^2 / 2 = \\ &= [(\lambda l / d + \sum \zeta) 8\rho / (\pi^2 d^4)] Q^2. \end{aligned} \quad (11)$$

Если считать, что коэффициент гидравлического трения λ не зависит от расхода и плотность перемещаемой среды постоянна, то выражение в квадратных скобках в (11) является константой, не зависящей от расхода, т.к. все остальные параметры в нем есть постоянные величины. Обозначим эту константу R и будем называть ее **коэффициентом сопротивления трубопровода**. Окончательно получим

$$P = R Q^2. \quad (12)$$

Выражение для напора обычно записывают в такой же форме, подразумевая, что значение коэффициента R будет выражено в соответствующих единицах

$$H = R Q^2, \quad (13)$$

$$\text{где} \quad R = 8 (\lambda l / d + \sum \zeta) / (g \pi^2 d^4). \quad (14)$$

Из (12) следует, что если нет расхода в трубопроводе, то нет и потерь давления. Выражения (12) и (13) есть уравнения параболы, вершина которой находится в начале координат.

Кроме потерь давления на трение и местные сопротивления нагнетателям часто приходится преодолевать и дополнительные затраты энергии на подъем жидкости в системе, если жидкость перекачивается на более высокую

геодезическую отметку. Такие затраты существенно отличаются от потерь, так как энергия при этом не теряется безвозвратно и не переходит в тепло. Она просто используется на приращение потенциальной энергии жидкости, т.е. ее статического напора. В некоторых случаях она может быть возвращена в систему, если жидкость будет стекать с более высокой отметки вниз. С учетом гидростатического напора выражение для затрат напора при движении жидкости в трубопроводе будет выглядеть следующим образом:

$$H = R Q^2 + H_{\Gamma}, \quad (15)$$

где H_{Γ} - преодолеваемый гидростатический напор, равный разности геодезических отметок в точке выхода жидкости из системы и в точке входа ее в систему.

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma, \text{ВЫХ}} - H_{\Gamma, \text{ВХ}}.$$

Для трубопроводов, где среда циркулирует по замкнутому контуру, преодолеваемый гидростатический напор равен нулю, т.к. энергия, затрачиваемая при подъеме жидкости в одной части системы, возвращается при опускании жидкости в другой части системы. В таких системах нагнетатель затрачивает энергию только на преодоление потерь на трение и местные сопротивления.

Паспортные характеристики вентиляторов общего назначения приводятся для стандартных (нормальных) условий, т.е. барометрическое давление воздуха принимается равным $B_{\text{но}} = 101,3$ кПа, температура $t_{\text{но}} = 20^{\circ}\text{C}$, плотность $\rho_{\text{но}} = 1,2$ кг/м³.

Для использования паспортной характеристики нагнетателя на другие параметры режима работы необходим их пересчет на стандартные условия.

Пренебрегая небольшой погрешностью, связанной с изменением барометрического давления, плотность воздуха при отклонении его температуры от $t_{\text{но}} = 20^{\circ}\text{C}$ рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{н}} &= \rho_{\text{но}} (t_{\text{но}} + 273) / (t_{\text{н}} + 273) = 1,2 \cdot (20 + 273) / (t_{\text{н}} + 273) = \\ &= 353 / (t_{\text{н}} + 273). \end{aligned} \quad (16)$$

Величина давления P , развиваемого лопастным нагнетателем, прямо пропорциональна плотности перемещаемой среды и на стандартные условия она пересчитывается по формуле

$$P_o = P \cdot \rho_{\text{но}} / \rho_{\text{н}} = P(t_{\text{н}} + 273) / 293, \quad (17)$$

полезная мощность

$$N_o = N \rho_{\text{но}} / \rho_{\text{н}}, \quad (18)$$

объемная производительность при изменении плотности

$$Q_o = Q. \quad (19)$$

При изменении угловой скорости вращения рабочего колеса n по сравнению с исходной скоростью n_o , приведенной на характеристике

нагнетателя, пересчет рабочих параметров производится по формулам:

объемная производительность:

$$Q_o = Q \cdot n_o / n, \quad (20)$$

давление

$$P_o = P(n_o / n)^2, \quad (21)$$

мощность

$$N_o = N(n_o / n)^3. \quad (22)$$

Для определения режима работы системы чаще всего используют графический метод, как очень простой и наглядный. Для этого на графике в координатах H - Q требуется отобразить характеристики нагнетательной установки и сети.

Отметим, что применительно к графическому анализу работы систем применяются понятия "режим" и "характеристика".

Режим означает некую точку на графике, которая характеризуется двумя координатами - расходом и напором.

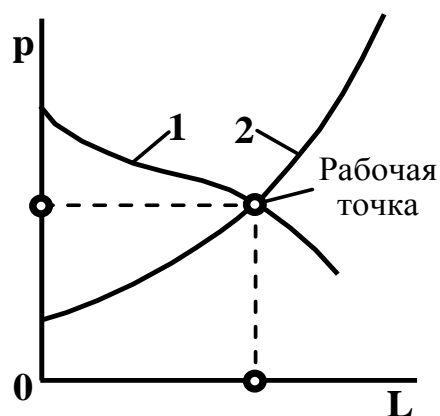
Характеристика есть линия, то есть совокупность бесконечного множества точек, каждая из которых отражает один из возможных рабочих режимов рассматриваемого элемента системы - нагнетательной установки или сети.

Рабочая точка, отражающая фактический, т.е. действительный, а не возможный, рабочий режим элемента, должна обязательно лежать на его характеристике.

Для нахождения рабочего режима системы, состоящей из нагнетательной установки и трубопроводной сети, требуется решить систему уравнений:

$$\begin{cases} Q_{\text{ну}} = Q_c; \\ H_{\text{ну}} = H_c \end{cases} \quad (23)$$

Если известны математические уравнения для описания характеристик нагнетателя и сети, то система (23) может быть решена чисто аналитически тем или другим способом. Следует отметить, что уравнение характеристики сети известно - обычно при турбулентном режиме течения это уравнение вида $H = RQ^2 + H_r$. Уравнение же характеристики нагнетателя, ввиду их очень большого разнообразия по конструктивным и режимным параметрам, чаще всего неизвестно. Кроме того, форма линии характеристики может быть достаточно сложной, и ее бывает трудно описать с достаточной точностью уравнением простого вида. Даже для серийно изготавливаемых нагнетателей в справочниках, паспортах и каталогах не приводят уравнений для линий характеристик. Поэтому до сих пор для решения системы (23) часто используется графический метод решения, называемый **методом наложения характеристик**. Нахождение рабочего режима при помощи данного метода для системы с нагнетателем и гидростатическим напором приведено на рисунке 1.



- 1 - характеристика
нагнетателя,
- 2 - характеристика
сети

Рисунок 1.
Наложение
характеристик
нагнетателя и сети

Сущность метода заключается в том, что на одном и том же графике в одном и том же масштабе строят линии характеристик нагнетательной установки и сети. Линия сети идет с положительным наклоном, а линия нагнетательной установки - с отрицательным. Учитывая принципиально разный наклон линий, всегда найдется точка, в которой линии характеристик пересекутся. Эта точка их пересечения (рабочая точка) РТ и есть графическое решение системы уравнений баланса расхода и энергии в системе. Она отражает тот фактический рабочий режим, который установится в системе. Расход, соответствующий точке РТ, и есть тот расход, который будет идти в системе через нагнетательную установку и сеть, а напор точки РТ, с одной стороны, равен напору, развиваемому нагнетательной установкой, а с другой стороны, равен напору, теряемому в сети.

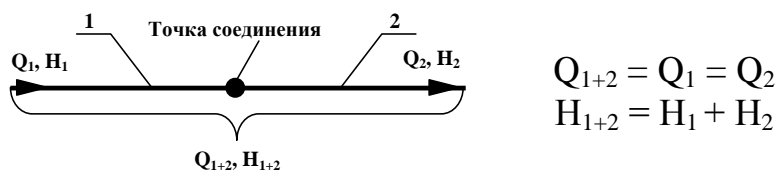
Как ясно из предыдущего раздела, для решения по методу наложения характеристик требуется рассматривать систему как состоящую только из двух элементов - нагнетательной установки и сети. Реальные же системы состоят из большого количества отдельных элементов. Для того чтобы упростить расчетную схему системы и преобразовать несколько элементов к одному условному эквиваленту, используется сложение характеристик.

Сложение характеристик может быть выполнено аналитически или графически. Аналитическое решение получается простым только в самых простых ситуациях, когда в сети отсутствуют гидростатические напоры. Графическое сложение универсально и наглядно, хотя иногда и достаточно трудоемко, т.к. приходится строить кривые линии по точкам. Окончательный выбор метода сложения осуществляет исполнитель расчета.

Рассмотрим принципы выполнения сложения характеристик для двух элементов сети трубопроводов. Два участка сети могут быть включены последовательно или параллельно.

Последовательное соединение- это такое соединение, при котором два элемента имеют одну общую точку, причем конец первого элемента соединен с началом второго, а расход из одного элемента полностью поступает во второй. Общий напор равен сумме напоров на каждом

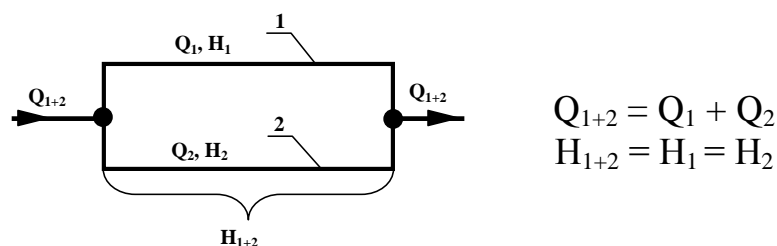
элементе. Последовательное соединение двух элементов и соответствующие ему зависимости представлены на рисунке 2.



1- трубопровод № 1, 2 - трубопровод №1

Рисунок 2. Последовательное соединение трубопроводов

Параллельное соединение-это такое соединение, при котором два элемента имеют две общих точки, при этом начало первого элемента соединено с началом второго, конец первого элемента соединен с концом второго, а расход одного элемента никогда не проходит через второй. Напоры на каждом элементе одинаковы и равны общему напору, а общий расход равен алгебраической сумме расходов, проходящих через каждый элемент. Параллельное соединение двух элементов и соответствующие ему зависимости представлены на рисунке 3.



1- трубопровод № 1, 2 - трубопровод №1

Рисунок 3. Параллельное соединение трубопроводов

При количестве элементов больше двух итоговая характеристика должна получаться поочередным сложением характеристик всех элементов в соответствии со схемой их соединения.

Следует отметить, что в сложных системах бывает еще смешанное соединение нескольких элементов, которое не всегда может быть сведено к одному эквиваленту простым сложением или вычитанием характеристик.

1.3 Подобие рабочих режимов и пересчет характеристик нагнетателей

К нагнетателям могут быть применены законы теории подобия, однако они могут быть применены только к геометрически подобным нагнетателям, работающим в подобных гидродинамических режимах.

Сам себе нагнетатель всегда подобен (масштаб геометрического подобия равен 1), поэтому когда рассматриваются два режима одного и того же

нагнетателя, вопрос о геометрическом подобии выполняется автоматически.

Гидродинамическое подобие двух режимов нагнетателей означает, что все силы, действующие на поток, соотносятся в одно и то же число раз, называемое масштабом силового подобия, а соответственные углы векторов сил равны. Это возможно в том случае, когда поток натекает на лопасти рабочих колес нагнетателей под одним и тем же углом. Фактически гидродинамическое подобие двух режимов означает геометрическое подобие планов скоростей в рабочих колесах нагнетателей.

$$F_a / F_b = G_a / G_b = R_a / R_b = S_a / S_b = \dots = K_c ;$$

$$\alpha_a = \alpha_b ; \quad \beta_a = \beta_b ; \quad \gamma_a = \gamma_b ,$$

где F, G, R, S - некие силы, действующие на поток в рабочей полости нагнетателей; α, β, γ - углы направления векторов сил; K_c - масштаб силового подобия.

Учитывая, что масштаб подобия может быть любым, для каждого режима нагнетателя существует бесчисленное множество подобных режимов.

Для параметров нагнетателей, работающих в подобных режимах, справедливы определенные соотношения, называемые формулами подобия. Они позволяют, зная параметры в некоем исходном режиме "а", вычислить предполагаемые значения тех же параметров для некоего подобного режима "б". Приведем формулы подобия без их вывода:

$$Q_b / Q_a = (D_b / D_a)^3 (n_b / n_a) (\eta_{o,b} / \eta_{o,a}); \quad (24)$$

$$P_b / P_a = (D_b / D_a)^2 (n_b / n_a)^2 (\rho_b / \rho_a) (\eta_{г,b} / \eta_{г,a}); \quad (25)$$

$$N_b / N_a = (D_b / D_a)^5 (n_b / n_a)^3 (\rho_b / \rho_a) (\eta_b / \eta_a), \quad (26)$$

где D - диаметры рабочих колес нагнетателей; n - скорости вращения рабочих колес нагнетателей; ρ - плотности перемещаемых сред; $\eta_o, \eta_{г}, \eta$ - объемный, гидравлический и полный коэффициенты полезного действия нагнетателей.

Формула (26) получается простым перемножением формул (24) и (25).

Отношение КПД для подобных режимов близко к 1. Хотя известно, что чем больше размер нагнетателя, тем выше его КПД, однако достоверно предсказать этот рост крайне трудно, и в практических расчетах предполагают равенство КПД, то есть принимают $\eta_b / \eta_a = 1$.

1.4 Кавитация в насосах и допустимая высота всасывания

Кавитацией называется явление местного вскипания жидкости под действием местного понижения статического давления. Разберем сущность этого явления чуть подробнее.

Над поверхностью воды парциальное давление водяных паров $P_{п.п}$ равно давлению насыщенных паров при температуре жидкости $P_{н.п}$. Давление насыщенных паров $P_{н.п}$ является функцией только температуры, причем зависимость сильно нелинейная.

При нагревании воды, например в чайнике, давление паров над поверхностью жидкости растет по мере повышения температуры. Однако

вода еще не кипит, так как давление насыщенных паров меньше статического (атмосферного) давления $P_{н.п} < P_{атм}$. Когда давление насыщенных паров становится равным статическому давлению, при котором находится жидкость, пузырек пара, образовавшийся внутри объема жидкости, не будет конденсироваться, а будет подниматься на поверхность. Именно этот процесс мы обычно называем кипением. Таким образом, условие возникновения режима кипения очень простое:

$$P_{н.п} = P_{ст} \quad (27)$$

В трубопроводных системах зоны пониженного давления могут создаваться в различных участках трубопроводной системы, однако наиболее вероятно вскипание воды там, где статическое давление наиболее низкое - на входе в рабочее колесо нагнетателя.

Опасность кавитации в рабочем колесе заключается в том, что она приводит к интенсивному эрозионному износу рабочего колеса.

Основной задачей при эксплуатации насосов является недопущение возможности возникновения кавитации в насосе. Достигается это правильным выбором геометрической высоты всасывания насоса $H_{г.вс}$, т.е. той высоты, на которую поднят насос над уровнем жидкости.

В соответствии с расчетной схемой, приведенной на рисунке 4, предположим, что вода в резервуаре или водоеме находится при температуре t и атмосферном давлении $P_{атм}$. Напишем условие начала кипения применительно к рассматриваемой задаче, выражая давления в виде напоров.

$$P_{н.п} / \rho g = P_{атм} / \rho g - H_{г.вс} - h_{вс} - h_{кр} - d_{вс} / 2, \quad (28)$$

где $h_{вс}$ - потери напора во всасывающей линии трубопроводов до насоса; $h_{кр}$ - критический кавитационный запас, т.е. минимально допустимое превышение напора перед насосом над напором насыщенных водяных паров; ρ - плотность перемещаемой среды (воды) при расчетной температуре; $d_{вс}$ - входной диаметр рабочего колеса, обычно примерно равен диаметру всасывающего патрубка насоса.

Критический кавитационный запас насоса $h_{кр}$ зависит от конструкции насоса и режима его работы. Он вычисляется по формуле

$$h_{кр} = 10 \left(n \sqrt{\frac{Q}{C}} \right)^4, \quad (29)$$

где n - скорость вращения рабочего колеса, об/мин; Q - подача насоса, м³/с; C - коэффициент кавитационной быстроходности, является критерием подобия и зависит от конструкции насоса. Для обычных насосов имеет значение 600-800, для специальных конденсатных насосов - до 3000.

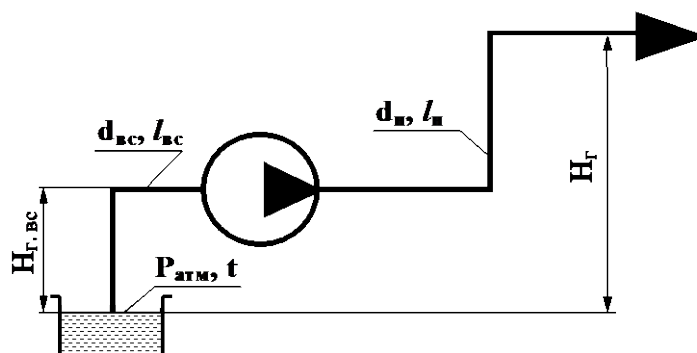


Рисунок 4. Расчетная схема для определения допустимой геометрической высоты всасывания насоса

Учитывая, что необходимо гарантировать невозможность возникновения кавитации, критический кавитационный запас $h_{кр}$ берут в расчетах с поправочным коэффициентом $1,15 \div 1,2$. Потери на всасывающей линии могут быть вычислены как и для любого трубопровода по известной формуле $h = (\lambda l/d + \sum \zeta) \rho v^2/2$. С учетом этого и, используя (23) и (24), получим окончательное выражение для расчета допустимой геометрической высоты всасывания:

$$H_{г.вс.доп} = \frac{P_{атм} - P_{н.п.}}{\rho g} - \frac{(\lambda_{вс} l/d_{вс} + \sum \zeta) v_{вс}^2}{2g} - 12 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{1.33} - \frac{d_{вс}}{2}. \quad (30)$$

Из (30) следует, что для уменьшения вероятности возникновения кавитации и увеличения допустимой высоты всасывания необходимо:

- а) перекачивать воду с возможно меньшей температурой (уменьшается $P_{н.п.}$);
- б) на всасывающей линии до насоса увеличивать диаметр трубопровода, уменьшать его длину и количество местных сопротивлений (уменьшается $h_{вс}$);
- в) использовать при высоких температурах воды специальные конденсатные насосы (уменьшается $h_{кр}$ за счет увеличения коэффициента C).

Примечание. При высоких температурах воды в результате вычислений можно получить отрицательное значение $H_{г.вс.доп}$. Это означает, что насос нельзя не то что поднимать над уровнем жидкости, а его надо, наоборот, заглублять ниже уровня воды в резервуаре.

Задание №1

Эксплуатационный расчет насосной установки

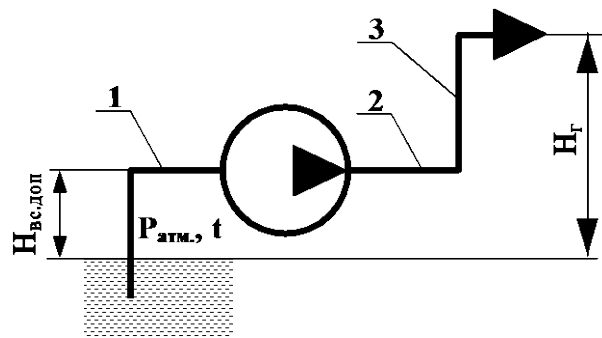
Условие задания, исходные данные

Имеется насосная трубопроводная система (рисунок 5), в которой насос перекачивает воду с температурой t из некого резервуара на высоту $H_г$. Трубопроводная сеть состоит из трех участков, включенных последовательно. Участок 1 - всасывающая линия сети, а участки 2 и 3

относятся к нагнетательной линии. Каждый участок имеет индивидуальный диаметр d , длину l и сумму коэффициентов местных сопротивлений ζ . Эквивалентная шероховатость труб K_s на всех участках одинакова. Основные исходные данные приведены в таблице 1 (вариант выбирается по сумме последней и предпоследней цифр номера зачетной книжки). Характеристика эффективности (КПД) насоса и его гидравлическая (напорная) характеристика приведены в таблице 2. Физические параметры воды принять по приложению 1 в зависимости от заданной температуры воды. Барометрическое давление принять равным 101,3 кПа.

Требуется определить:

- 1) рабочий режим системы (расход и напор насоса);
- 2) мощность, потребляемую насосом в рабочем режиме;
- 3) допустимую геометрическую высоту всасывания $H_{г.вс.доп}$;
- 4) новый рабочий режим насоса, если скорость вращения рабочего колеса насоса уменьшится на 20 %.



- 1 - всасывающий трубопровод; 2 - участок №2 напорного трубопровода;
3 - участок №3 напорного трубопровода

Рисунок 5. Расчетная схема насосной трубопроводной системы

Таблица 1 - Исходные данные для расчета задания №1

Параметр и единица измерения	Вариант									
	1, 11	2, 12	3, 13	4, 14	5, 15	6, 16	7, 17	8, 18	9, 19	10, 20
Температура воды t , °C	20	10	30	20	40	30	50	40	10	20
Эквивалентная шероховатость труб K_s , мм	2	1	3,5	2,5	1,5	3	2,5	1	0,5	2
Перепад отметок	9	12	7	8	11	10	9	13	14	10

Н _г , м										
Коэффициент кавитации С	600	800	700	630	830	730	650	850	750	680

Длины участков l , м, для вариантов 1 - 10

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
участок 1	5	10	8	6	15	10	5	12	7	13
участок 2	15	20	30	15	20	40	20	25	35	20
участок 3	10	10	20	30	15	20	30	15	20	25

Длины участков l , м, для вариантов 11-20

Вариант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
участок 1	13	7	12	5	10	15	6	8	10	5
участок 2	20	35	25	20	40	20	15	30	20	15
участок 3	25	20	15	30	20	15	30	20	10	10

Диаметры труб d , мм, для вариантов

Вариант	1, 11	2, 12	3, 13	4, 14	5, 15	6, 16	7, 17	8, 18	9, 19	10, 20
участок 1	80	100	100	80	120	100	100	150	100	125
участок 2	50	80	65	50	80	80	70	100	80	100
участок 3	65	65	50	65	100	70	80	65	50	70

Сумма КМС на участках для вариантов

Вариант	1, 11	2, 12	3, 13	4, 14	5, 15	6, 16	7, 17	8, 18	9, 19	10, 20
участок 1	3	2	4	2	3	5	2	3	2	4
участок 2	8	10	12	15	10	12	13	8	10	13
участок 3	5	6	7	8	13	6	9	11	5	7

Таблица 2 - Характеристики насоса

Расход, $\text{дм}^3/\text{с}$	КПД, %	Напорные характеристики по вариантам, Н, м									
		1, 11	2, 12	3, 13	4, 14	5, 15	6, 16	7, 17	8, 18	9, 19	10, 20
0	0	24,0	22,0	17,0	22,0	26,0	27,0	20,5	18,0	19,0	22,0

2	28	24,4	22,4	21,5	21,5	24,0	27,5	21,0	20,5	19,5	25,0
4	46	24,6	22,6	24,0	20,5	23,0	27,5	20,5	22,0	19,0	26,0
6	60	24,4	22,4	25,0	18,0	22,0	26,5	20,0	23,0	18,0	26,5
8	68	23,5	21,5	24,0	14,5	21,0	24,5	18,5	22,5	17,0	25,5
10	67	22,0	20,0	22,0	11,5	18,0	21,0	17,5	21,0	15,5	23,5
12	59	20,0	18,0	18,0	8,0	13,5	17,0	15,5	18,5	14,0	20,5
14	37	17,0	15,0	12,0	3,0	8,0	12,0	14,0	15,5	12,0	17,0
16	9	13,0	11,0	3,0	0,0	2,0	7,0	11,0	12,0	10,0	13,0

Скорость вращения рабочего колеса n , об/мин

Вариант	1, 11	2, 12	3, 13	4, 14	5, 1 5	6, 16	7, 17	8, 18	9, 19	10, 20
n , об/мин	200 0	150 0	180 0	240 0	210 0	170 0	220 0	140 0	120 0	900

Порядок работы над заданием

Рекомендуется следующий порядок работы над заданием:

- 1) На графике в координатах Q - H построить напорную характеристику насоса.
- 2) Задаться средним значением расхода, например $Q = 10 \text{ дм}^3/\text{с}$, и для этого расхода вычислить значения скорости воды на участках по формуле (3).
- 3) Вычислить значения критерия Рейнольдса на каждом участке по формуле (7).
- 4) Вычислить значения коэффициента гидравлического трения на участках по формуле (9).
- 5) Вычислить значения характеристики сопротивления R для всех участков по формуле (14).
- 6) Вычислить суммарный коэффициент сопротивления сети, сложив значения коэффициента R участков.
- 7) Задаваясь значениями расхода от 0 до 16 $\text{дм}^3/\text{с}$, вычислить затраты напора в сети при каждом расходе по формуле (15). Значения расхода рекомендуется брать с шагом 2 $\text{дм}^3/\text{с}$ в соответствии с таблицей 2. Результаты расчета рекомендуется оформить в виде таблицы.
- 8) По результатам вычислений таблицы на графике построить характеристику сети - зависимость потерь напора от расхода.
- 9) Используя метод наложения характеристик, определить фактический рабочий режим системы (расход и напор насоса) по параметрам, соответствующим точке пересечения характеристик сети и характеристики насоса.
- 10) Для найденного значения фактического расхода по данным таблицы

2 определить коэффициент полезного действия насоса, при необходимости произведя интерполяцию значений КПД.

13) Вычислить мощность, потребляемую насосом, используя формулы (6а) и (11).

14) Для найденного значения фактического расхода вычислить потери напора во всасывающей линии (участок 1) по формуле (13), используя найденное ранее значение коэффициента R для участка 1.

15) Вычислить значение допустимой геометрической высоты всасывания по формуле (25).

16) Задаваясь значениями расхода от 0 до $16 \text{ дм}^3/\text{с}$, по формулам подобия (19) и (20) произвести пересчет характеристики насоса с учетом снижения скорости вращения рабочего колеса на 20 %. Значения расхода рекомендуется брать с шагом $2 \text{ дм}^3/\text{с}$ в соответствии с таблицей 2. Расчет лучше всего оформить в виде таблицы.

17) По результатам вычислений таблицы на графике построить новую характеристику насоса (после снижения скорости вращения рабочего колеса).

18) Используя метод наложения характеристик, определить новый фактический рабочий режим системы (расход и напор насоса) по параметрам, соответствующим точке пересечения характеристик сети и новой характеристики насоса.

Задание №2

Гидравлический расчет действующей системы теплоснабжения

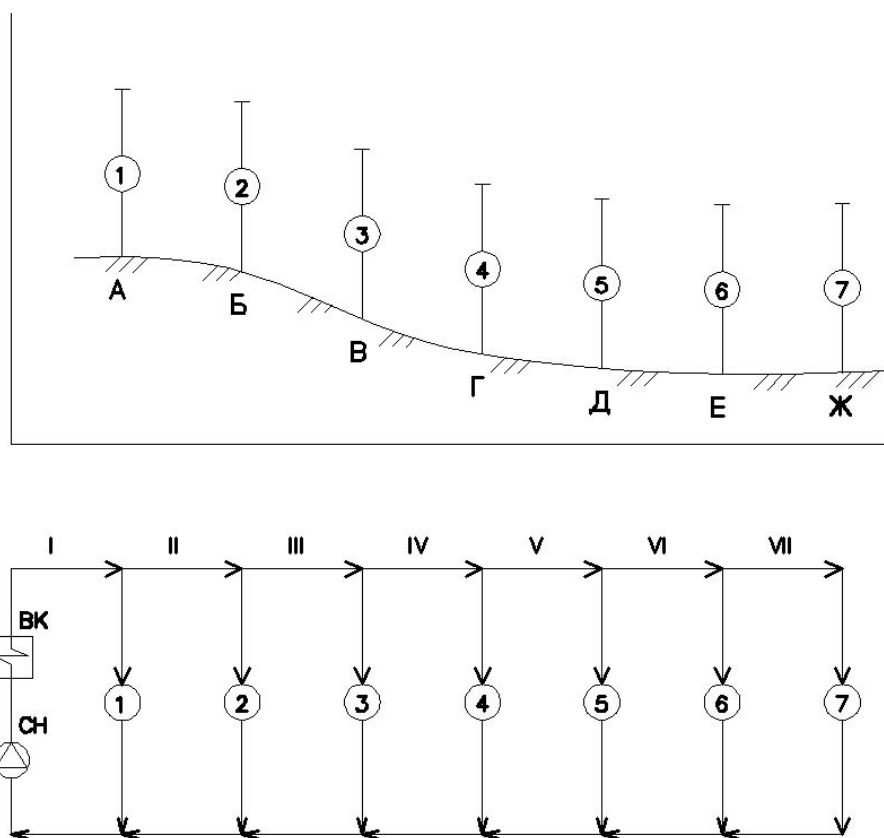
Условие задания, исходные данные: для действующей тепловой сети должны быть произведены следующие расчеты:

- 2.1 Определение расходов воды на магистральных участках подающего трубопровода тепловой сети
- 2.2 Определение расходов воды на ответвлениях
- 2.3 Определение величины отбора горячей воды потребителем
- 2.4 Определение расходов воды возвращающихся из ответвлений
- 2.5 Определение расходов воды на магистральных участках обратного трубопровода тепловой сети
- 2.6 Определение величины подпитки тепловых сетей
- 2.7 Гидравлический расчет действующей тепловой сети
- 2.8 Подбор оборудования источника теплоснабжения
- 2.9 Построение предварительного пьезометрического графика
- 2.10 Определение полной гидравлической характеристики системы теплоснабжения
- 2.11 Определение рабочей точки работы насоса на тепловую сеть

Исходные данные:

1. Действующая система теплоснабжения.
2. Принципиальная расчетная схема действующей тепловой сети.
3. Центральное регулирование осуществляется по отопительно-температурному графику 150-70⁰С
4. На абонентских вводах регуляторы расхода отсутствуют.
5. Теплоприготовление в районной котельной на базе водогрейных котлов.
6. Система теплоснабжения: открытая
7. Высота этажа 3 м.
8. Величину водоразбора на горячее водоснабжение принять $Q_{г.ср}/Q_0 \leq 0,15$
9. Длины магистральных участков I-VII – 200м.

Схема действующей тепловой сети с указанием точек отбора горячей воды потребителями



Порядок работы над заданием:

2.1 Определение расходов воды на магистральных участках подающего трубопровода тепловой сети

Объемный расход сетевой воды на отопление в подающей магистрали:

$$V_{l(i)} = \frac{G_i}{\rho_{\text{под}}}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (1)$$

где: G – массовый расход сетевой воды на участках, кг/ч;

$\rho_{\text{под}}$ – плотность воды в подающей магистрали, кг/м³.

2.2. Определение расходов воды на ответвлениях.

Объемный расход сетевой воды на отопление на ответвлениях определяется по формуле:

$$V_{i(o)} = \frac{G_n - G_{n+1}}{\rho_{\text{под}}}, \text{ м}^3 / \text{ч},$$

2.3 Определение величины отбора горячей воды потребителями

Расчетный расход тепла:

- на горячее водоснабжение:

$$Q_G^{cp} = c \cdot G_G \cdot (t_G - t_X), \quad (2)$$

- на отопление:

$$Q_o = c \cdot G_o' \cdot (\tau_1' - \tau_2'), \quad (3)$$

где: G_G, G_o' – расчетные расходы воды на горячее водоснабжение и отопление, т/ч;

c – удельная теплоемкость воды, Дж/кг °С;

t_G, t_X – температуры горячей и холодной воды соответственно, °С;

τ_1', τ_2' – температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах, °С.

Исходя из соотношений (2) и (3) и соотношения $\frac{Q_{г.ср}}{Q_o'} \leq 0,15$

$$c \cdot G_G \cdot (t_G - t_X) = 0,15 \cdot c \cdot G_o' \cdot (\tau_1' - \tau_2'), \quad (4)$$

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение на магистральных участках:

$$G_G = 0,24 \cdot G_i, \text{ т/ч}, \quad (5)$$

где: G_i – расчетный расход воды в подающем трубопроводе, т/ч.

Массовый расход сетевой воды на горячее водоснабжение на ответвлениях:

$$G_G = 0,24 \cdot (G_n - G_{n+1}), \text{ т/ч}, \quad (6)$$

Объемный расход сетевой воды на горячее водоснабжение на ответвлениях:

$$V_{Г(i)} = \frac{0,24 \cdot (G_n - G_{n+1})}{\rho_{под}}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (7)$$

где: $G_n + G_{n+1}$ – массовый расход сетевой воды на участках, кг/ч;

$\rho_{под}$ – плотность воды в подающей магистрали, кг/м³.

2.4 Определение расходов воды возвращающейся из ответвлений.

Объемный расход сетевой воды на выходе из ответвления:

$$V_{2(o)} = \frac{G_{i(o)} - G_{Г}}{\rho_{обр}}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (8)$$

где: $G_{i(o)}$ – массовый расход сетевой воды на ответвлении, кг/ч;

$G_{Г}$ – массовый расход сетевой воды на горячее водоснабжение на ответвлении, кг/ч;

$\rho_{обр}$ – плотность воды в обратной магистрали, кг/м³.

2.5 Определение расходов воды на магистральных участках обратного трубопровода тепловой сети.

Объемный расход сетевой воды на обратной магистрали:

$$V_{2(i)} = V_{2_m} + V_{2(o)_{n-1}}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (9)$$

где: $V_{2(o)}$ – объемный расход сетевой воды на участке обратной магистрали, кг/ч;

$V_{2(o)_{n-1}}$ – объемный расход сетевой воды на выходе из ответвления, кг/ч.

2.6 Определение величины подпитки тепловых сетей

В тепловых сетях происходят утечки воды в местных системах.

Величина подпитки равна:

$$V_{ПН} = V_{1(I)} - V_{2(I)}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (10)$$

2.7 Гидравлический расчет действующей теплосети

В действующей теплосети при известных размерах теплопровода потери напора удобнее определить по характеристике сопротивления.

$$\Delta H_m = S_m \cdot V_m^2, \text{ м}, \quad (11)$$

где: S_m – гидравлической характеристика сопротивления, м · ч²/м⁶;

V_m – объемный расход сетевой воды, м³/ч.

Гидравлической характеристика сопротивления сети определяется по формуле:

$$S_m = S_y \cdot (l + l_{\text{э}}) = S_y \cdot l_{\text{нр}}, \quad (12)$$

где: S_y – удельная гидравлической характеристика сопротивления, м · ч²/м⁶;

$l_{\text{э}}$ – эквивалентная длина местных сопротивлений на участке трубопровода, м;

$$l_{\text{э}} = a_1 \cdot l, \text{ м}, \quad (13)$$

где: a_1 – коэффициент, учитывающий долю падения давления в

местных сопротивлений по отношению к падению давлений на трение;

l – длина участка трубопровода по плану, м;

l_{np} – приведенная длина, м.

Согласно приложению 5 [1], при $d \leq 500$ мм, то $l_g = 0,7 \cdot l$, $l_{np} = 1,7 \cdot l$

Удельная гидравлическая характеристика сопротивления определяется по формуле:

$$S_y = 7,032 \cdot 10^{-10} \cdot K_g^{0,25} \cdot d^{-5,25}, \quad (14)$$

где: d – диаметр трубопровода, м;

K_g – абсолютная эквивалентная шероховатость трубы, м.

Принимаем $K_g = 0,5$ мм = 0,0005 м.

2.8 Подбор оборудования источника теплоснабжения

Подбор водогрейных котлов

Согласно литературе [2] подбирается водогрейный котел по расходу.

Котел КВ-ГМ-58,2 -150 с производительностью в основном рабочем режиме 618 м³/ч.

Количество котлов:

$$n = \frac{V_{1(I)}}{V}, \text{ шт}, \quad (15)$$

где: $V_{1(I)}$ – объемный расход сетевой воды на первом участке, м³/ч;

V – производительность одного котла в основном рабочем режиме, м³/ч.

$$n = \frac{1244}{625} = 1,99 \text{ шт}.$$

Принимаем к установке 2 котла ПТВМ 50-1.

Гидравлическая характеристика котла по литературе [2] составляет:

$$S_{вк} = 24,6 \cdot 10^{-6} \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6.$$

Потери напора на водогрейный котел рассчитываются по формуле (11)

Подбор подпиточного насоса

Чтобы определить характеристику подпиточного насоса необходимо знать ее производительность. Для этого нужно определить расход воды на горячее водоснабжение и расход воды, необходимый для восполнения утечек.

Расход подпиточной воды:

$$V_n = V_{утеч} + V_{ГВС}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (16)$$

где: $V_{утеч}$ – расход воды, необходимый для восполнения утечек, м³/ч;

$V_{ГВС}$ – расход воды на горячее водоснабжение, м³/ч.

По известным размерам трубопроводов тепловой сети определяется объем воды в тепловых сетях.

Объем воды, заполняющий местную систему отопления, найдем из условия, что в местных системах отопления содержится 3 % воды из тепловых сетей.

Объем воды, заполняющий местную систему отопления:

$$V_m = \Delta V \cdot Q, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (17)$$

где: ΔV – удельный объем воды в местных системах потребителей тепла,

$$\Delta V = 0,03 \text{ м}^3 / \text{кВт};$$

Q – тепловая нагрузка района, кВт.

$$Q = \frac{G_1 \cdot c \cdot (\tau_1' - \tau_{2o}')}{3600}, \quad (18)$$

где: G_1 – расход сетевой воды в подающем трубопроводе на I участке, кг/ч.

Расход воды в системе отопления в связи с утечками составляет

0,7 % от суммарного объема воды в тепловых сетях и объема воды, заполняющего местные системы потребителей тепла.

$$V_{утеч} = 0,0075 \cdot (V_c + V_m), \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (19)$$

где: V_c – объем воды, заполняющий подающий и обратный трубопроводы, м^3

V_m – объем воды, заполняющий местные системы потребителей тепла, м^3 .

По найденному напору и расходу подпиточной воды подбираются подпиточные насосы.

Подбор сетевого насоса

Сетевые насосы подбираются согласно следующим требованиям: он должен обеспечивать гидродинамический режим. При включении его в систему начинается движение воды в системе, вследствие чего во всех элементах (водогрейные котлы, подающий и обратный трубопроводы, теплоприемники на абонентских вводах) возникают потери напора. Из этого следует, что сетевые насосы должны развивать такой напор, чтобы преодолевать потери напора водогрейного котла, подающего и обратного трубопроводов, теплоприемников на абонентских вводах.

Напор сетевого насоса определяется по формуле:

$$\Delta H_{сн} = H_{аб} + \Delta H_{ст}, \text{ м}, \quad (20)$$

где: $H_{аб}$ – сумма потерь напора в подающем и обратном трубопроводе, м;

Точки по схеме принимаются согласно пьезометрическому графику.

$\Delta H_{ст}$ – стационарные потери напора, м.

Стационарные потери напора составляют 50 % от потерь напора на водогрейный котел.

Стационарные потери напора – это такие потери, которые возникают

из – за коммуникационной обвязки котла,:

$$\Delta H_{ст} = 1,5 \cdot \Delta H_{вк}, \text{ м}, \quad (12)$$

где: $\Delta H_{вк}$ – потери напора на водогрейный котел, м.

2.9 Построение предварительного пьезометрического графика

Для построения предварительного пьезометрического графика необходимо вычислить:

Избыточный напор для наиболее высокого потребителя – ответвления I,

находится по формуле (из расчета высоты зданий с запасом 5 м):

$$H_1 = 5 \cdot 3 + 5 = 20 \text{ м}.$$

Напор на всасе:

$$H_{вс} = H_1 - \Delta H_2, \text{ м}, \quad (22)$$

где: H_1 – избыточный напор для наиболее высокого потребителя, м;

ΔH_2 – потери напора на I участке в обратной магистрали, м.

Согласно литературе [4] избыточный напор на абонентских вводах конечных потребителей должен быть $\Delta H_{аб} \geq 15$ м.

Принимается $\Delta H_{аб} = 15$ м.

2.10 Определение полной гидравлической характеристики системы теплоснабжения

Гидравлическая характеристика трубопроводов на участках:

$$S_n = S_y \cdot 2 \cdot l_{np}, \quad (4.1.1)$$

где: S_y – удельная характеристика сопротивления, $\text{м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$;

l_{np} – приведенная длина трубопровода на участке, м.

Гидравлическая характеристика сопротивления ответвлений кабонентским вводам вместе с самими абонентами:

$$S_{аб} = \frac{\Delta H_{аб}}{V_{аб}^2}, \quad (4.1.2)$$

где: $\Delta H_{аб}$ – располагаемый напор в узлах ответвлений от магистральных теплопроводов, м;

Принимаем $\Delta H_{аб}$ из пьезометрического графика.

$V_{аб}$ – расход теплоносителя на ответвлениях, $\text{м}^3 / \text{ч}$.

Принимаем расход на ответвлениях в открытой системе теплоснабжения по средней величине расхода на входе (из подающего трубопровода) и выходе (возврат в обратный трубопровод).

При расчете характеристик сопротивления ответвлений участков в случае их последовательного соединения, характеристик сопротивления суммируются, а в случае параллельного соединения, используют понятие проводимости.

При последовательном соединении участков:

$$S_{ом} = \sum S_i, \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6, \quad (4.1.3)$$

где: S_i – характеристика сопротивления i – го участка, $\text{м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$.

При параллельном соединении участков:

$$a_i = \frac{1}{\sqrt{S_i}}, \text{ м}^3 / \text{м}^{0,5} \cdot \text{ч}, \quad (4.1.4)$$

Расчет характеристик сопротивления тепловой сети начинается с концасети в направлении к головным участкам.

Гидравлические характеристики сопротивления системы теплоснабжения:

$$S_c = S_{II} + S_{TC}, \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6, \quad (4.2.1)$$

Для построения графика суммарной расходной характеристики необходимо составить таблицу, исходя из формулы:

$$\Delta H = S_c \cdot V_c^2, \text{ м}, \quad (4.2.2)$$

где: S_c – удельная характеристика сопротивления, $\text{м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$;

V_c – объемный расход воды, $\text{м}^3 / \text{ч}$.

Находятся значения ΔH при принятом объемном расходе воды 100 – 1400 $\text{м}^3 / \text{ч}$.

2.11 Определение рабочей точки работы насоса на тепловую сеть

Строится график суммарной расходной характеристики и при пересечении с характеристикой насоса, находится рабочую точку A работы насоса на тепловую сеть.

Варианты исходных данных для задания №2

Вари- ант	Массовые расходы сетевой воды на участках и диаметры магистральных участков							
	Участки	I	II	III	IV	V	VI	VII
1	Расход теплоносителя, т/ч	1150	850	700	550	400	300	150
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	377х8	325х7	325х7	325х7	325х7
2	Расход теплоносителя, т/ч	1140	900	750	600	500	400	300
	Диаметр трубопровода, мм х мм	529х8	478х8	478х8	426х8	377х8	325х7	273х6
3	Расход теплоносителя, т/ч	1125	925	725	625	525	425	250
	Диаметр трубопровода, мм х мм	529х8	478х8	478х8	426х8	426х8	273х7	273х7

4	Расход теплоносителя, т/ч	1050	950	810	640	540	420	200
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	478х8	426х8	426х8	426х8	325х8	273х7
5	Расход теплоносителя, т/ч	1100	960	850	680	570	450	300
	Диаметр трубопровода, мм х мм	529х8	529х8	478х8	478х8	426х8	325х8	273х7
6	Расход теплоносителя, т/ч	1150	1050	950	750	620	500	400
	Диаметр трубопровода, мм х мм	529х8	529х8	478х8	426х8	426х8	426х8	273х7
7	Расход теплоносителя, т/ч	1130	910	650	520	340	290	110
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7	194х5
8	Расход теплоносителя, т/ч	1000	950	800	625	550	450	200
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	478х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7
9	Расход теплоносителя, т/ч	1050	900	700	500	400	300	200
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7
10	Расход теплоносителя, т/ч	1125	925	725	625	525	425	250
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7	194х5
11	Расход теплоносителя, т/ч	1125	925	725	625	529	425	325
	Диаметр трубопровода, мм х мм	529х8	426х8	478х8	426х8	377х8	325х8	273х7
12	Расход теплоносителя, т/ч	1025	800	700	500	400	300	175
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7
13	Расход теплоносителя, т/ч	1125	925	750	500	350	250	125
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	478х8	426х8	377х8	325х8	273х7	219х6
14	Расход	1080	880	780	580	500	380	280

	теплоносителя, т/ч							
	Диаметр трубопровода, мм х мм	529х8	426х8	478х8	426х8	377х8	325х8	273х7
15	Расход теплоносителя, т/ч	1070	920	750	510	400	350	250
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7
16	Расход теплоносителя, т/ч	1020	900	750	550	400	350	200
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7
17	Расход теплоносителя, т/ч	1030	920	740	510	400	320	200
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7
18	Расход теплоносителя, т/ч	1100	970	800	550	400	320	200
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7
19	Расход теплоносителя, т/ч	1070	950	800	600	4800	350	250
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7
20	Расход теплоносителя, т/ч	1050	900	700	500	400	300	200
	Диаметр трубопровода, мм х мм	478х8	426х8	426х8	426х8	377х8	325х8	273х7

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляков В. В., Скворцов Л. С. Насосы и вентиляторы: Учеб.для вузов. - М.: Стройиздат, 1990. - 336 с.
2. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учеб.для энергетич. вузов. - М.: Машиностроение, 1984. - 482 с.
3. Дурнов П. И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. - Киев; Одесса, Вища школа, 1985. - 264 с.
4. Калинушкин М.П. Насосы и вентиляторы: Учеб.пособие для вузов по спец. ТГВ. М.: Высш. шк., 1987. - 175 с.
- 5.Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. М.: Энергоиздат, 1986. - 320с.
- 6.Проектирование систем теплоснабжения / В.Е. Козин, Г.Д. Круглов. Тула: ТулГУ, 2001.-155с.
- 7.Наладка гидравлических режимов теплоснабжения / В.Е. Козин, А.А. Васильев. Тула: ТулГУ, 1999. - 56с.
8. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. - 7-е изд., - М.: Издательство МЭИ, 2001. - 472с