

Методика подбора циркуляционного насоса ГВС.

Основы

Прежде всего, необходимо помнить, что циркуляционный и повысительный насос — это совершенно разные приборы. Циркуляционный насос не изменяет статическое давление системы, а лишь обеспечивает перемещение теплоносителя по трубам.

Основной характеристикой любого циркуляционного насоса является рабочий график, который в случае варианта для рециркуляции в системе ГВС обычно состоит из одной кривой, поскольку он обычно не имеет переключающихся скоростей (рис. 1). Из графика видно, что по мере возрастания объема перекачиваемой жидкости напор падает. И наоборот, с ростом высоты подъема проток падает. В крайней точке с максимальным напором проток равен нулю, в точке с максимальным протоком нулю равен напор.

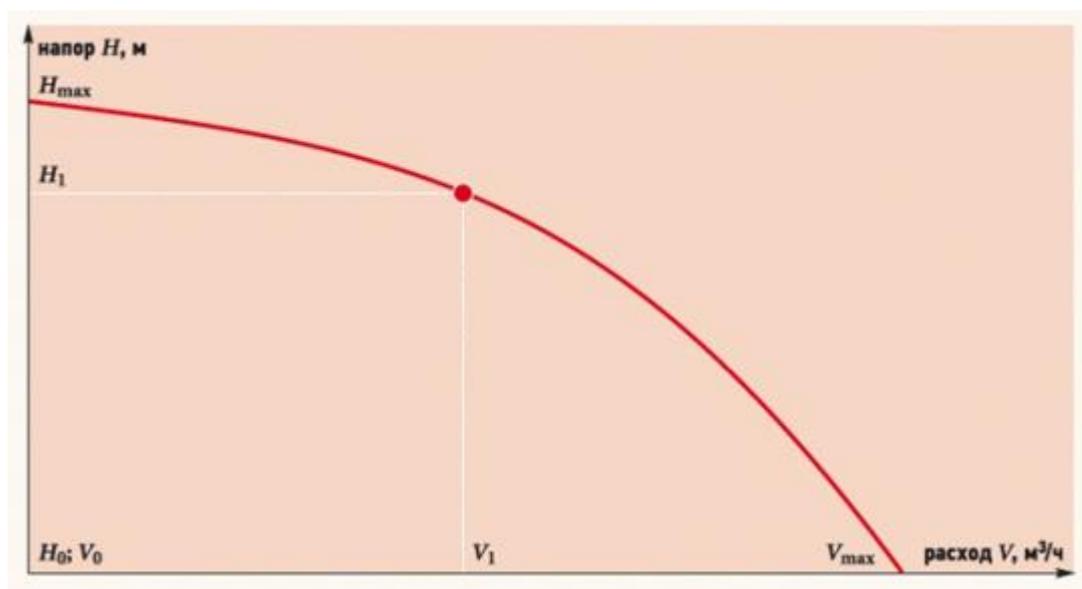


Рис.1 Рабочая точка насоса

Физический смысл данной кривой очень удобно проиллюстрировать на примере открытой системы (рис. 1 и 2). Если длина трубы H будет равна H_{\max} , вода из нее вытекать не будет, поскольку при таком значении напора проток V_0 равен нулю. Если укоротить трубу до длины H_1 , вода из нее будет вытекать со скоростью V_1 . Убрав трубу вовсе, мы получим проток на выходе V_{\max} , поскольку напор $H_0 = 0$.

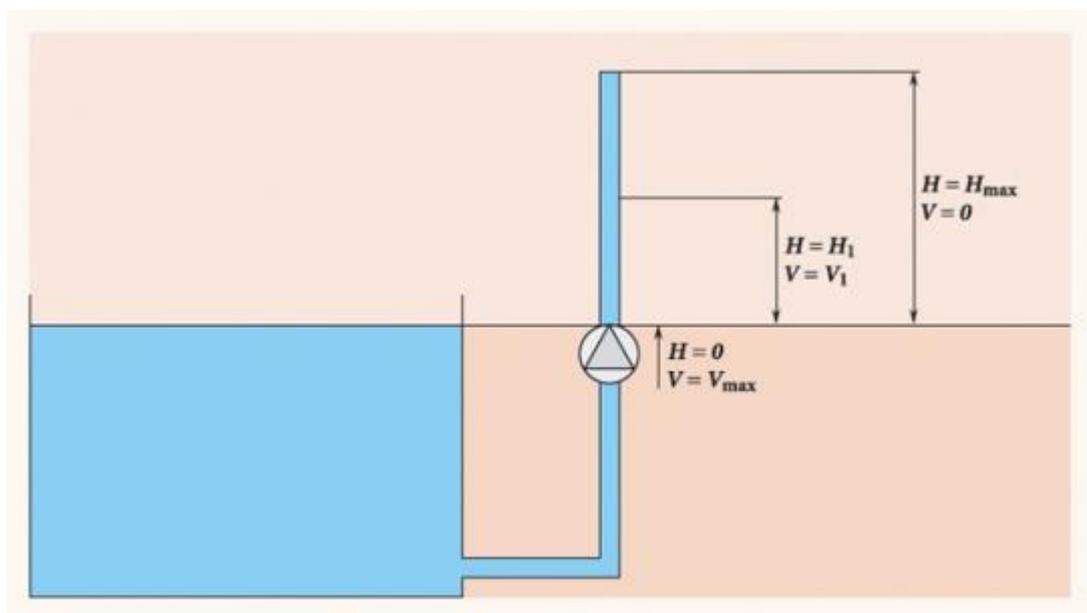


Рис.2 Открытая система с насосом

Описанная выше ситуация верна лишь для открытых систем. В закрытой системе создаваемый циркуляционным насосом напор призван не преодолевать высоту подъема жидкости, а компенсировать потери давления, вызванные сопротивлением труб и арматуры.

Рабочая точка циркуляционного контура ГВС

В циркуляционном контуре потери давления и объемный проток находятся в тесной взаимосвязи. Между потерями давления в системе, которые необходимо преобразовать в потери высоты напора, и напором насоса существует равновесие. Это означает, что потери системы совпадают с напором насоса в рабочей точке.

Поскольку каждому значению напора насоса соответствует единственная величина протока, объем циркулирующей в системе воды напрямую связан с сопротивлением трубопроводов и арматуры. Для определения рабочей точки необходимо наложить кривую контура ГВС на график циркуляционного насоса.

Если неизвестны ни кривая системы, ни ее рабочая точка, необходимые значения потерь давления в системе и требуемого объема горячей воды для

циркуляции можно определить путем расчета сопротивлений отдельных отрезков системы.

При этом необходимо учитывать, что добиться расчетных характеристик получится лишь в том случае, если все циркуляционные ветки, завязанные на один насос, будут гидравлически сбалансированы с помощью регулирующих вентилей. Целью балансировки является поддержание оптимальной скорости потока во всей системе независимо от длины труб и их диаметра с тем, чтобы не допустить чрезмерного понижения температуры воды, возвращающейся в бойлер. В идеале разница между подающей трубой на выходе и линией рециркуляции на входе в водонагреватель должна составлять 2–3°C для систем протяженностью менее 200 м и 7–10°C — для систем больше 200 м в длину.

В стандартном случае, при равных диаметрах всех циркуляционных трубопроводов, в ветках, расположенных ближе к насосу, сопротивление необходимо повысить до такой степени, чтобы оно соответствовало потерям давления в дальних ветках. Вдали от насоса, напротив, требуется создать повышенный проток, дабы циркулирующая вода не успела сильно остыть.

Диаметр циркуляционной трубы зависит от диаметра трубы подающей. Четких рекомендаций на сей счет российский СНиП 2.04.01–85* «Внутренний водопровод и канализация», к сожалению, не имеет, поэтому обратимся к немецкому DIN 1988, ч. 3 (табл. 1).

:: Внутренний диаметр циркуляционного трубопровода в зависимости от подающего* табл. 1

Подающий трубопровод, внутренний диаметр DN	Циркуляционный трубопровод, внутренний диаметр DN
20	12–15
25	12–15
32	12–15
40	20
50	25
65	25
80	25
100	32

* Согласно DIN 1988, ч. 3.

Расчет рабочей точки

Теперь приступим к определению рабочей точки системы. Для этого нам требуются проток V_c и потери давления (напор) Δp_c . Проток, который необходимо обеспечить, зависит от общего объема циркулирующей во всех ветках воды. Для предотвращения чрезмерного охлаждения жидкости насос должен обеспечивать такую скорость, чтобы вся вода, находящаяся в трубах, не успела сильно охладиться. Также следует учитывать, что максимальная скорость не должна превышать 0,5 м/с для медных труб и 1 м/с для труб из других материалов.

Напор определяется по сумме сопротивлений наиболее длинной циркуляционной ветки, если считать от присоединения циркуляционного трубопровода к подающей линии до входа в водонагреватель. Рабочая точка должна подбираться с таким расчетом, чтобы температура горячей воды в трубах не опускалась ниже 55–60 °С для недопущения размножения бактерий.

Существуют разные методики расчета. В данной статье рассмотрим простую, основанную на некоторых усредненных данных. Данный способ можно использовать для небольших систем с диаметром циркуляционной трубы на разных участках до DN 20 и, соответственно, проходным сечением насоса не более 3/4".

Вначале определим теплотери в трубопроводах. Если данных от производителя труб и теплоизоляции не имеется, для хорошо утепленной трубы принимаем: $q_{\text{тп.неот}} = 11$ Вт/с на 1 м трубы, проложенной в неотапливаемом помещении (например, подвал), а также $q_{\text{тп.от}} = 7$ Вт/с на 1 м трубы, проложенной в отапливаемом помещении (например, сантехнический короб, кухня, ванная комната). Теплотери арматуры (вентили, счетчики и т.п.) можно не учитывать ввиду их незначительного влияния на общий результат. Таким образом, общие потери тепла в системе составляют:

$$Q_{\text{тп}} = \sum l_{\text{тп.неот}} q_{\text{тп.неот}} + \sum l_{\text{тп.от}} q_{\text{тп.от}}, \quad (1)$$

где $\sum l_{\text{тп.неот}}$ и $\sum l_{\text{тп.от}}$ — суммарная длина трубопроводов, проложенных в холодных и обогреваемых помещениях, соответственно.

Максимально допустимую разницу температур между подающей и циркуляционной линиями принимаем равной $\Delta t_{\text{ТП}} = 2 \text{ К}$. По этим данным вычисляем требуемый расход:

$$V_c = \frac{Q_{\text{ТП}}}{\rho c \Delta t_{\text{ТП}}}, \quad (2)$$

где ρ — плотность воды, равная 1 кг/л;

c — удельная теплоемкость воды, равная 1,2 Вт*ч/(кг*К).

Так можно найти требуемую скорость воды в отдельных ветках.

Если ветка всего одна, то проток в ней равен общему расходу. Но так бывает редко, поскольку циркуляционная линия охватывает все водоразборные точки, следовательно, изобилует ответвлениями.

В узловых пунктах проток делится на основной проток и дополнительный. Проток в основной части равен:

$$V_{\text{осн}} = V_c \frac{Q_{\text{осн}}}{Q_{\text{осн}} + Q_{\text{доп}}}, \quad (3)$$

а в дополнительной:

$$V_{\text{доп}} = V_c \frac{Q_{\text{доп}}}{Q_{\text{осн}} + Q_{\text{доп}}}, \quad (4)$$

$$\text{или } V_{\text{доп}} = V_c - V_{\text{осн}}. \quad (5)$$

Напорная составляющая рабочей точки определяется по самой длинной ветке с коэффициентом на изгибы и стыки $K = 1,2 - 1,4$. Чем более извилистая труба, тем большее значение коэффициента следует принять. Проток в этом случае в каждом узловом пункте делится на основной и дополнительный. В случае, если после разветвления ни одна из труб не идет непосредственно к водоразборной точке, дополнительной считается та, объем воды, в которой меньше. Также учитывают сопротивление различной арматуры, не вошедшей в расчет теплопотерь — вентили, клапаны и пр.:

$$\Delta p_c = K \sum I_{\text{тр}} R_{\text{тр}} + \sum R_{\text{арм}}. \quad (6)$$

Рассчитанные таким образом напор и проток представляют собой рабочую точку системы. Рассмотрим пример (рис. 3). В табл. 2 указаны основные характеристики системы горячего водоснабжения трехэтажного здания с пятью стояками: длина металлопластиковых трубопроводов, проложенных в подвале и в обогреваемых комнатах, внутренний диаметр труб, тип потока при делении в узловых точках, а также рассчитаны теплотери в каждом отрезке. После этого находим общий проток по (2):

$$V_c = \frac{Q_{\text{ТП}}}{\rho c \Delta t_{\text{ТП}}} = \frac{454}{1 \times 1,2 \times 2} = 189,17 \text{ л/ч,} \quad \text{при } \Delta t_{\text{ТП}} = 2 \text{ К.}$$

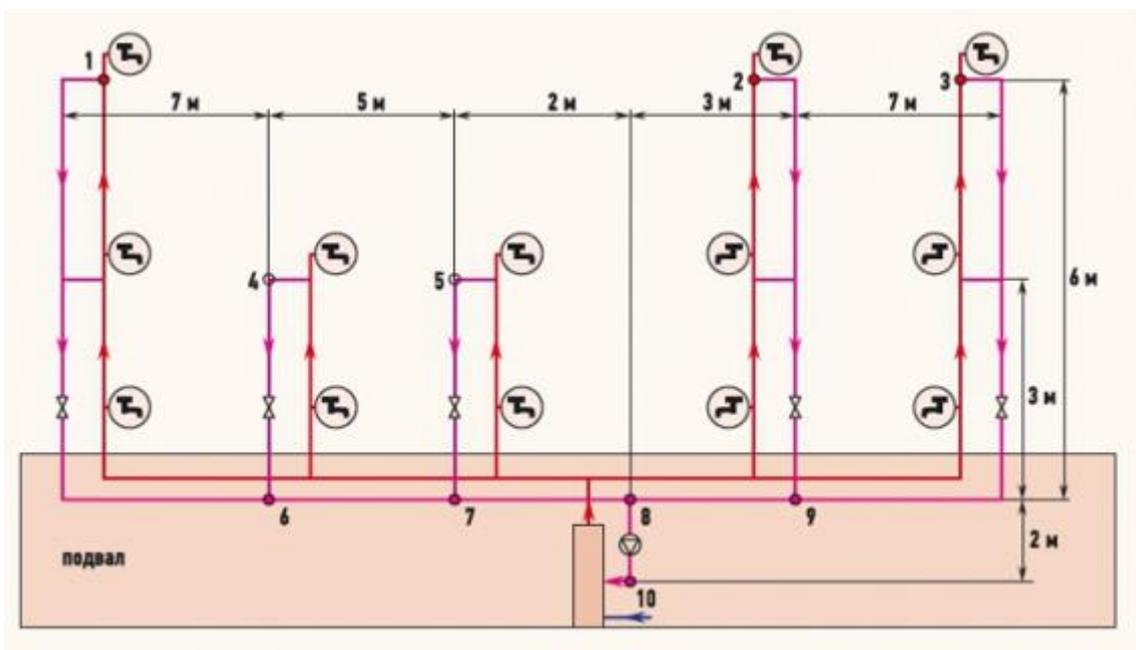


Рис.3 Система ГВС трехэтажного здания

❖❖ Характеристики циркуляционного трубопровода

табл. 2

Отрезок	Длина, м		Диаметр трубы d , мм	Тип протока	Теплопотери отрезка, Вт
	$l_{\text{тп.неот}}$	$l_{\text{тп.от}}$			
10–8	2	–	16	основной	22
8–7	2	–	14	основной	22
8–9	3	–	14	дополнительный	33
7–5	–	3	12	дополнительный	21
7–6	5	–	14	основной	55
6–4	–	3	12	дополнительный	21
6–1	7	6	12	основной	119
9–2	–	6	12	дополнительный	42
9–3	7	6	12	основной	119
Суммарные теплопотери системы $Q_{\text{тп}}$, Вт					454

Расчет требуемого расхода на каждом отрезке трубы на основании определенных в табл. 2 теплопотерь приведен в табл. 3. Теплопотери основных и дополнительных отрезков просуммированы в колонке «Общие теплопотери», а соответствующие значения протока вычислены по формулам (3) и (4).

В табл. 4 на основании СП 41102–98 [2] рассчитаны скорость движения теплоносителя и потери давления на трение (если трубы пластиковые или медные, то пользоваться нужно СП 40101–96 [3] или СП 40108–2004 [4], соответственно). Самая длинная ветка: 10–8, 8–7, 7–6, 6–1, потери давления в ней составляют величину 1271,27 Па. По формуле (6) найдем напор в рабочей точке:

$$\Delta p_c = K \sum l_{\text{тр}} R_{\text{тр}} + \sum R_{\text{арм}} = 1,4 \times 1271,27 + 200 = 1979,78 \text{ Па},$$

при $K = 1,4$

$R_{\text{арм}} = 200 \text{ Па}$. В пересчете на метры напора $1979,78 \text{ Па} = 0,2 \text{ м}$.

⚙️ Расчет протока в трубах

табл. 3

Точка	Объединенная труба			Основная труба			Дополнительная труба		
	отрезок	проток V , л/ч	теплопотери, Вт	отрезок	проток, л/ч	теплопотери (по табл. 2), Вт	отрезок	проток, л/ч	теплопотери (по табл. 2), Вт
8	10-8	189,17	432	-	104,22	238	-	84,95	194
				8-7	-	22	8-9	-	33
				7-5	-	21	9-2	-	42
				7-6	-	55	9-3	-	119
				6-4	-	21	-	-	-
				6-1	-	119	-	-	-
7	8-7	104,22	216	-	94,08	195	-	10,13	21
				7-6	-	55	7-5	-	21
				6-4	-	21	-	-	-
				6-1	-	119	-	-	-
6	7-6	94,08	140	-	79,97	119	-	14,11	21
				6-1	-	119	6-4	-	21
9	8-9	84,95	161	-	62,79	119	-	22,16	42
				9-3	-	119	9-2	-	42

⚙️ Расчет потерь давления в трубах

табл. 4

Отрезок	Длина l , м	Проток (по табл. 3), л/ч	Внутренний диаметр трубы d (по табл. 2), мм	Скорость движения теплоносителя V , м/с	Потери давления на трение $R_{тр}$, Па/м	Общие потери давления, Па	Потери давления в наиболее длинной ветке
10-8	2	189,17	16	0,29	82,81	165,63	165,63
8-7	2	104,22	14	0,19	44,56	89,11	89,11
8-9	3	84,95	14	0,16	36,32	108,96	-
7-5	3	10,13	12	0,03	3,35	10,06	-
7-6	5	94,08	14	0,17	40,22	201,12	201,12
6-4	3	14,11	12	0,04	4,67	14,02	-
6-1	13	79,97	12	0,20	62,72	815,41	815,41
9-2	6	22,16	12	0,06	9,18	55,06	-
9-3	13	62,79	12	0,16	41,59	540,73	-
Сумма							1271,27

По имеющимся в табл. 4 данным необходимо также настроить регулировочные вентили.

Итак, для данной системы подходит насос с рабочей точкой $V_c = 189,17$ л/ч, $\Delta p_c = 0,2$ Па. С такими незначительными параметрами без труда справится практически любой из имеющихся на рынке циркуляционных насосов ГВС.

1. СП 41102–98. Проектирование и монтаж трубопроводов систем отопления зданий с использованием метало-полимерных труб.
2. СП 40101–96. Проектирование и монтаж трубопроводов из полипропилена «рандом сополимер».
3. СП 40108–2004. Проектирование и монтаж трубопроводов внутренних систем водоснабжения и отопления зданий из медных труб.