

# Расчёт требуемых параметров циркуляционных насосов

Э. Бушер; К. Вальтер\*

*\*) Э. Бушер - руководитель отдела маркетинга-инжиниринга, WILLO GmbH, Дортмунд. К. Вальтер - инженер отдела повышения квалификации на промышленных предприятиях, специализирующихся в области отопления*

Расчёт требуемой производительности циркуляционных насосов для систем отопления является важным условием при выполнении требований, установленных в положении HeizAnIV, касающемся отопительных установок. Данное положение относится ко всем отопительным установкам при условии, что они смонтированы или установлены в зданиях на длительное время. Данное положение относится как к планированию при первичной установке насосов, так и к санации уже действующих установок.

## 1. Введение.

Положения данного предписания, в любом случае, применимы и к циркуляционным насосам, как к элементу отопительных установок:

- Если производится замена или переоборудование самих установок;
- Если возникает необходимость в последующем переоборудовании или оснащении дополнительными устройствами отопительных установок;
- Если производится оснащение установок дополнительными управляющими и регулируемыми устройствами;
- Если возникает необходимость замены по причине ремонта или ТО.

Проверку параметров насоса следует производить в следующих случаях:

- Если произведены конструктивные изменения здания;
- Произошли изменения в функциональном использовании здания;
- При замене нерегулируемых насосов на регулируемые.

В качестве последнего аргумента необходимо подчеркнуть, что пользователь любого устройства, агрегата или системы (будь то телевизор, автомобиль, отопление или ванная комната) всегда хочет иметь самую современную технику.

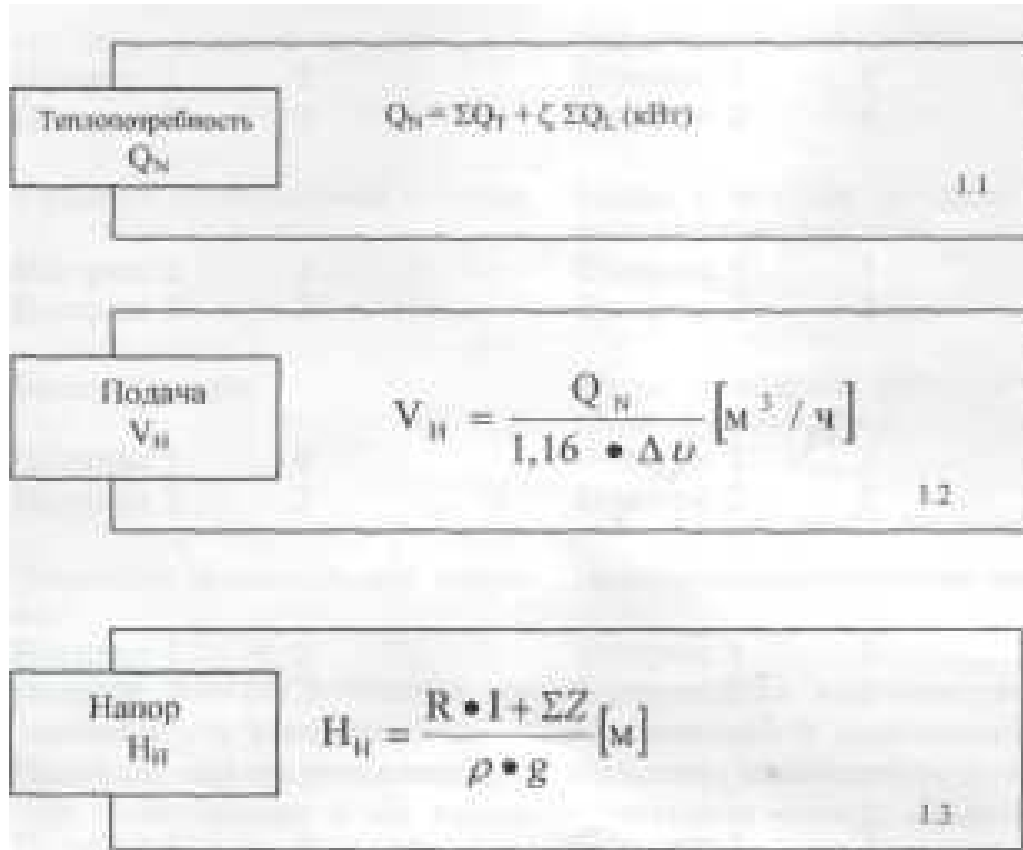
### 1.1 Жилой фонд.

Несколько лет назад в ходе научного исследования [2] 137 домов в землях Шлезвиг-Гольштейн, Северная Рейн-Вестфалия и Баден-Вюртемберг было установлено, что в большинстве домов для отопления установлены слишком мощные циркуляционные насосы. С учётом необходимой потребляемой мощности данные насосы, установленные в домах для одной или двух семей, были в 2,7 раз мощнее, чем это требовалось, а в многоквартирных домах - в 3,4 раза мощнее. На основании вышесказанного можно сделать следующие практические выводы:

1. Требуется правильно рассчитать необходимую подачу насоса;

2. Напор насоса следует установить на таком уровне, который необходим для безупречного теплоснабжения.

Данные замечания преследуют цель противодействовать несломленной ещё тенденции «перестраховки». Выводы и результаты данного исследования будут рассмотрены подробно в итоговой части данной статьи («Заключение»).



**Рисунок 1: Расчёт параметров насоса в соответствии с нормативами.**

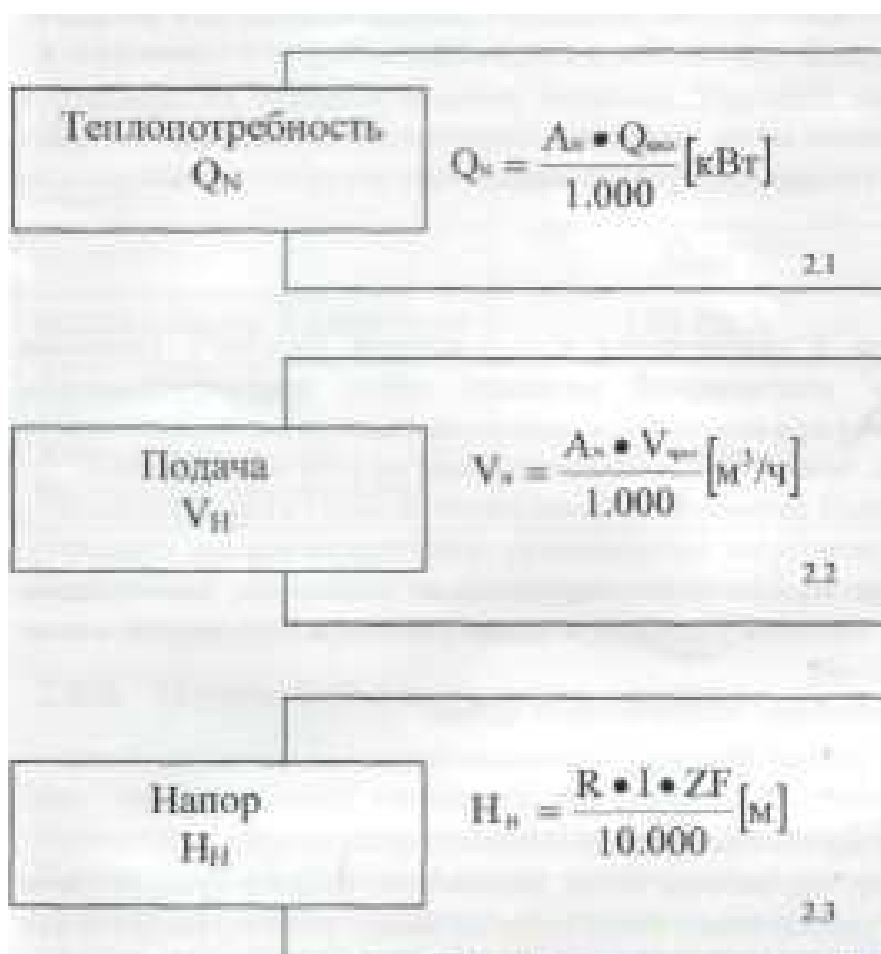
Обозначения:

- $Q_N$  = потребность здания в тепле (соответствует  $Q_N, \text{Geb}$  по DIN 4701 в кВт)
- $Q_T$  = передаваемое количество теплоты в кВт
- $Q_L$  = теплопотребность для вентиляции в кВт
- $\zeta$  = коэффициент вентиляции
- $V_H$  = подача насоса  $\text{м}^3/\text{ч}$
- $1,16$  = удельная теплоёмкость воды в  $\text{Вт} \cdot \text{час}/\text{кг} \cdot ^\circ\text{К}$
- $\Delta v$  = разница температур на входе и выходе в  $^\circ\text{К}$
- $H_H$  = напор насоса в м
- $R$  = сопротивление трения прямой трубы в  $\text{Па}/\text{м}$
- $l$  = общая длина трубопровода до самого удаленного нагревательного элемента в м
- $\Sigma Z$  = коэффициенты сопротивления для фитинга, арматуры и т. п. в Па
- $\rho$  = плотность перекачиваемой среды в  $\text{кг}/\text{дм}^3$
- $g$  = ускорение свободного падения в  $\text{м}/\text{сек}^2$

## 2. Расчёт параметров.

Если речь идёт о новостройке, то, само собой разумеется, основой для расчёта подачи насоса (рис. 1.2) является оценка потребности в тепле в соответствии с DIN 4701 (рис. 1.1), производимая на компьютере. Также путём расчёта сопротивления трубопроводной сети в соответствии с признанными техническими правилами можно определить напор насоса (рис. 1.3). Для данного расчёта не существует какой-либо нормы DIN. Если речь идёт о старом доме, чаще всего остается лишь один выход - приблизительный расчёт параметров. Так как едва ли можно рассчитывать на то, что сохранилась старая документация. Для данного случая более чем применимо следующее высказывание:

**РАССЧИТАТЬ ПАРАМЕТРЫ ТОЧНО - ЭТО ХОРОШО,  
РАССЧИТАТЬ ИХ ПРИБЛИЗИТЕЛЬНО - ЭТО УЖЕ  
БОЛЬШОЕ ДЕЛО.**



**Рисунок 2: Приблизительный расчёт параметров насоса.**

Обозначения (если они не объяснены в легенде к рис.1):

- $A_N$  = отапливаемая полезная площадь здания в  $\text{м}^2$
- $Q_{spez}$  = удельная теплопотребность в соответствии с предписанием HeizAnIV  
70 Вт/м<sup>2</sup> - для зданий с более чем 2 квартирами  
100 Вт/м<sup>2</sup> - для отдельно стоящих зданий с 1-2 квартирами
- $V_{spez}$  = удельная подача в л/(час • м<sup>2</sup>)

- $ZF$  = коэффициенты запаса
  - для фитингов/арматуры  $ZF = 1.3$
  - ТВ  $ZF = 1,7$
  - смесителя/устройства, предотвращающего естественную циркуляцию в системе  $ZF = 1,2$

Окончательно закончилось время, когда «прикидывали на глазок»; при этом следует также учитывать сегодняшние предписания по энергосбережению и вытекающие из них мероприятия по тепловой защите.

Поэтому второе высказывание имеет следующий вид:

## **ЧЕМ МЕНЬШЕ ТЕПЛА МОЖЕТ ИСПОЛЬЗОВАТЬСЯ ДЛЯ ДОСТАТОЧНОГО ОБОГРЕВА ЗДАНИЯ, ТЕМ БОЛЬШЕ НУЖНО ЗНАТЬ О ТЕПЛОРАСПРЕДЕЛЕНИИ.**

По формулам рисунка 2 можно приблизительно рассчитать следующие параметры:

1. Теплотребность  $Q_N$  здания или нагревательного контура (линии);
2. Подача  $V$  насоса;
3. Напор  $H$  насоса.

При этом всё же необходимо как можно точнее определять параметры. Это необходимо даже в том случае, если современные циркуляционные насосы для систем отопления автоматически увеличивают или уменьшают подачу в зависимости от изменения тепловой нагрузки отопительной системы.

### **2.1. Указания по расчёту теплотребности.**

Теплотребность  $Q_N$  уже функционирующих установок может быть определена приблизительно (ориентировочно) простым способом. Наряду с многочисленными способами, разработанными практиками в прошлом (3), положение HeizAnIV предлагает надёжное решение данной проблемы. §4 данного руководства определяет правила монтажа и установки источников тепла. Раздел 2 содержит следующий (слегка сокращённый) текст:

*Для жилых зданий можно не производить оценку теплотребности..., если происходит замена источников тепла системы центрального отопления и их номинальная теплотребность не превышает 0,07 кВт на 1 м<sup>2</sup> полезной площади здания; для отдельных стоящих зданий с не более чем 2 квартирами это значение составляет 0,10 кВт на 1 м<sup>2</sup>.*

Это значит: С помощью определённой в положении HeizAnIV удельной теплотребности на практике большинстве случаев можно установить, что значительно менее мощный отопительный котёл может покрыть потребность данного здания в тепле. Расчёт соответствующих параметров и адаптация циркуляционных насосов осуществляется таким же образом.

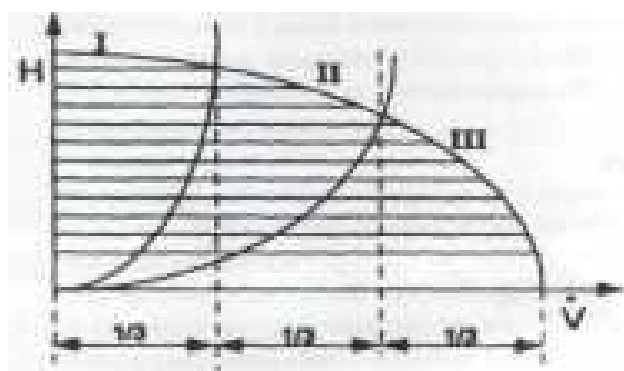
### **2.2. Теплотребность здания.**

Указания по расчёту нормативов теплотребности в соответствии с положением HeizAnIV (удельная теплотребность  $Q_{spez} = 70$  или  $100$  Вт на м<sup>2</sup> отапливаемой площади) нашли своё отражение в вышеприведённой формуле (рис.2.1). Легко увидеть, что при компактном исполнении многоквартирного здания в нём наблюдается значительно меньшая потеря тепла, чем в

отдельностоящих домах на одну или две семьи. Следует иметь в виду следующую информацию: В данной разработке в вычислениях исходят из вышеназванных значений удельной тепло потребности, которые соответствуют сегодняшнему энерготехническому стандарту. Если качество теплоизоляции saniруемого здания не соответствует нормативным значениям, планировщик должен использовать в формуле другие, подходящие, значения удельной теплопотребности. Конечно же, это не оказывает негативного влияния на результаты вычислений. Более рациональным было бы всё же качественное улучшение теплоизоляции здания.

## 2.3. Подача.

Требуемая подача  $V_H$  циркуляционного насоса рассчитывается аналогично теплопотребности (рис.2.2). При выборе подходящего насоса следует иметь в виду, что рабочая точка должна находиться в средней трети диаграммы рабочих линий насоса (рис.3). Не следует устанавливать более мощный насос, чем это требуется для безупречного теплообеспечения здания.



**Рисунок 3: Оптимальное расположение рабочей точки P циркуляционного насоса:**  
**Диапазон I:** следует подобрать менее мощный насос,  
**Диапазон II:** насос подобран оптимально,  
**Диапазон III:** следует подобрать более мощный насос.

### 2.3.1. Удельная подача.

Руководство HeizAnIV устанавливает, как это видно из вышесказанного, максимальные нормативные значения удельной теплопотребности  $P_{spez}$  на уровне 100 или 70 Вт/м<sup>2</sup>. Удельную подачу  $V_{spez}$  можно рассчитать, используя следующую формулу:

$$V_{spez} = \frac{Q_{spez}}{1,16 \cdot \Delta v} \left[ \frac{л}{час \cdot м^2} \right]$$

При этом разница температур  $\Delta v$  зависит от вида отопительной системы:

$\Delta v = 20^\circ\text{K}$  для стандартных двухтрубных отопительных систем;

$\Delta v = 10^\circ\text{K}$  для низкотемпературных отопительных систем;

$\Delta v = 5^\circ\text{K}$  для системы тёплых полов.

Рисунок 4 представляет собой таблицу, в которой приведены значения удельной подачи на 1 м<sup>2</sup> отапливаемой жилой площади. Подача циркуляционного насоса  $V_H$  вычисляется по следующей формуле:

$$V_s = \frac{Q_{\text{от}} \cdot V_{\text{от}}}{1,000} \left[ \text{м}^3/\text{ч} \right]$$

Жилое здание	Удельная теплопотребность	Удельн. подача на м <sup>2</sup> полезной поверхности при Δt		
		20°K	10°K	5°K
	$Q_{\text{от}}$			
максимально 2 квартиры	100 Вт/м <sup>2</sup>	~4,3 л/ч	~8,6 л/ч	~17,2 л/ч
более 2 квартир	70 Вт/м <sup>2</sup>	~3,0 л/ч	~6,0 л/ч	~12,0 л/ч
Жилые здания с низким потреблением электроэнергии	35-50 Вт/м <sup>2</sup>	~1,3-2,2 л/ч	~3,0-4,3 л/ч	~6,0-8,6 л/ч

**Рисунок 4: Удельная подача на 1 м<sup>2</sup> отапливаемой площади в зависимости от удельной тепло потребности**

Следует ещё раз указать на то, что данный способ расчёта может применяться и при любой другой удельной теплопотребности и разнице температур.

### 2.3.2. Подача насоса в жилых зданиях.

Способ, основанный на использовании удельной подачи для расчёта других параметров, применим не только для циркуляционных насосов систем отопления. С помощью этого простого способа можно выбрать также подходящие термостатические вентили. (Информация об этом будет напечатана в отдельной разработке.) Однако удельная подача не может использоваться для определения (оценки) отапливаемой площади, так как указания по расчёту нормативов из положения HeizAnIV основываются на расчёте параметров котла, то есть на расчёте теплопотребности здания. Но также известно, что теплопотребность здания меньше, чем суммарная теплопотребность всех помещений в данном здании.

### 2.3.3. Подача насоса в жилых зданиях с низким потреблением электроэнергии.

Указания по расчёту нормативов, данные в положении HeizAnIV, можно использовать также при планировании в новостройках. Для зданий с низким потреблением электроэнергии, сооружаемых в настоящее время в соответствии с предписаниями по теплозащите, используются значения теплопотребности, находящиеся между 35 и 50 Вт/м<sup>2</sup>. Для полноты сведений в таблице (рис.4) представлены значения удельной подачи для данного диапазона значений теплопотребности.

## 2.4. Напор.

Как правило, в уже используемых зданиях бывают неизвестны размеры, формы и состояние теплораспределительных трубопроводов. Практически невозможно снять характеристики установки. Поэтому в таких ситуациях чаще всего приходится прибегать к методу оценок и приблизительных расчётов. В данных ситуациях расчёт можно проводить, используя коэффициенты запаса. При этом формула для подсчёта напора насоса (H) приобретёт следующий вид:

$$H_n = \frac{R \cdot l \cdot ZF}{10.000} [\text{м}]$$

Чрезвычайно важным моментом является то, что напор насоса должен устанавливаться на минимальном уровне, необходимом для безупречного обеспечения тепловой установки.

### 2.4.1. Потери на трении в трубопроводе.

Полученные опытным путём данные говорят о том, что в прямой трубе трубопровода возникает сопротивление порядка  $R=100$  до  $150$  Па/м. Это соответствует необходимому напору насоса величиной в  $1,0 - 1,5$  см на метр трубопровода.

### 2.4.2. Длина трубопровода.

Путём снятия характеристик установки определяют самую неблагоприятную нитку трубопровода между теплопроизводящим элементом и самым отдалённым радиатором (рис.5). Длина, ширина и высота складываются и умножаются на 2:

$$l = 2 * (a+b+h),$$

так как необходимо установить общую протяжённость трубопровода  $l$  в метрах (подающая и обратная линии).

### 2.4.3. Фитинг и арматура

Для определения сопротивления всех дополнительных частей трубопроводной сети можно использовать коэффициенты запаса (ZF), исчисленные опытным путём. Значения этих коэффициентов для фитингов и арматуры составляют приблизительно 30% от потерь в прямой трубе, то есть

$$ZF1 = 1,3$$

При рассмотрении трубопроводных систем с термостатическими вентилями часто используют такое понятие, как «Влияние вентиля». Значение «влияния вентиля» рассчитывается по следующей формуле:

$$a_v = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_{\text{rohr}}} = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_{\text{сист}}}$$

, где

- $\Delta p_v$  = перепад давления в вентиле,
- $\Delta p_{\text{rohr}}$  = перепад давления в рассматриваемом отопительном контуре или отопительной линии.

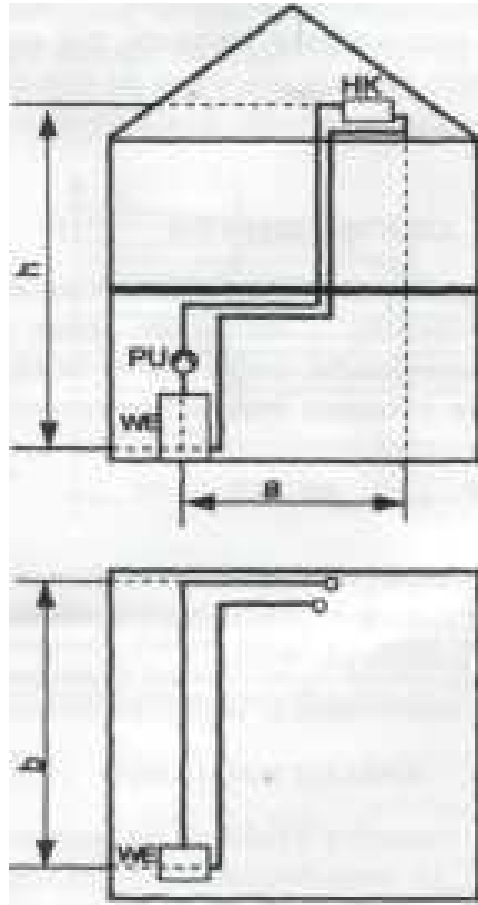
Если же мы выбираем для термостатического вентиля коэффициент запаса величиной 70%, то есть

$$ZF2 = 1,7,$$

то по вышеприведённой формуле мы получим следующее значение для "влияния вентиля":

$$\alpha_v = \frac{0,7}{1,7} \approx 0,4$$

Полученное значение для наиболее удалённого от отопительного котла вентиля (рис. 5) попадает в благоприятный, обычно задаваемый диапазон от 0,3 до 0,7.



**Рисунок 5: Неблагоприятная линия трубопровода системы отопления; Для формул по вычислению напора  $H_{PU}$  значение 1 рассчитывается следующим образом:  $1 = 2 * (a + b + h)$**

Для смесителя или устройства, предотвращающего естественную циркуляцию в системе, вводится дополнительный коэффициент запаса, равный приблизительно 20%, то есть  $ZF3 = 1,2$ .

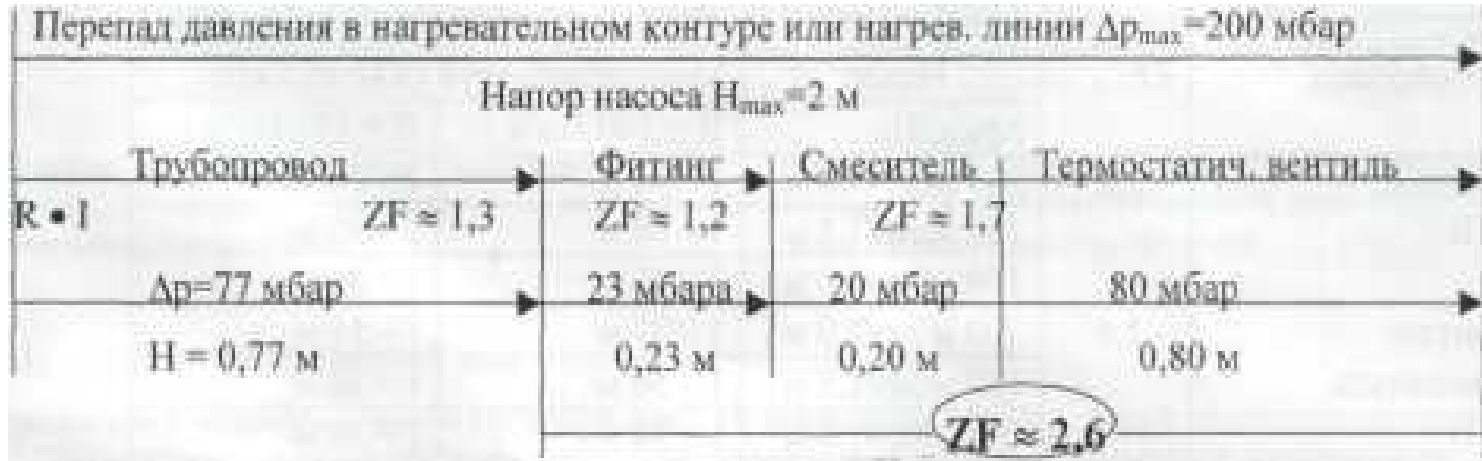
Перепад давления в нагревательном контуре или нагрев. линии $\Delta p_{max} = 200$ мбар		
Напор насоса $H_{max} = 2$ м		
Трубопровод	Фитинг	Термостатич. вентиль
$R \cdot l$		
$ZF \approx 1,3$		$ZF \approx 1,7$
$\Delta p = 91$ мбар	27 мбар	82 мбара
$H = 0,91$ м	0,27 м	0,82 м
<b><math>ZF \approx 2,2</math></b>		



## Рисунок 6: Распределение перепада давления в отопительном контуре с термостатическими вентилями.

Если же в системе присутствует смеситель, то при расчётах следует учитывать дополнительный коэффициент запаса, то есть:

$$ZF = ZF1 * ZF2 * ZF3 = 1,3 \times 1,7 \times 1,2 = 2,6 \text{ (рис. 7)}$$



## Рисунок 7: Распределение перепада давления в отопительном контуре с термостатическими вентилями и смесителем.

Рисунки 6 и 7 показывают в графической форме, каким образом распределяется падение давления компонентов трубопроводной системы в рассматриваемой линии трубопровода. На примере рисунка 7 это выглядит следующим образом:

Максимальное допустимое падение давления в отопительном контуре  $\Delta p_{\max} = 200$  мбар,  
 Максимальное допустимое падение давления в прямых участках трубопровода:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\text{Rohr}} = \Delta p_{\max} : ZF = 200 \text{ мбар} : 2,6 = 77 \text{ мбар.}$$

При дальнейшем умножении на коэффициенты запаса могут быть получены следующие промежуточные результаты:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 * ZF1 = 77 \text{ мбар} * 1,3 = 100 \text{ мбар,}$$

$$\Delta p_3 = \Delta p_2 * ZF2 = 100 \text{ мбар} * 1,2 = 120 \text{ мбар,}$$

$$\Delta p_4 = \Delta p_3 * ZF3 = 120 \text{ мбар} * 1,7 = 200 \text{ мбар.}$$

Таким образом, на основании вышеприведённых вычислений можно определить следующие значения падения давления:

$$\Delta p_{\text{фитинг}} = 100 - 77 = 23 \text{ мбар,}$$

$$\Delta p_{\text{смеситель}} = 120 - 100 = 20 \text{ мбар,}$$

$$\Delta p_{\text{тв}} = 200 - 120 = 80 \text{ мбар.}$$

Следовательно, контрольный расчёт "влияния вентиля" осуществляется следующим образом:

$$av = \Delta p_{\text{тр}} : \Delta p_{\text{max}} = 80 \text{ мбар} : 200 \text{ мбар} = 0,4.$$

Тем самым показано, что более не следует производить отдельные расчёты с использованием данного показателя.

## 2.5. Максимально допустимая длина трубопровода.

Значение гидравлического сопротивления приблизительно рассчитывается в зависимости от вида используемой тепловой установки.

Вместе с изменением поперечного сечения трубы меняется и скорость потока. Планировщик должен знать, идет ли речь о старой системе отопления с естественной циркуляцией или же об однотрубной системе отопления, параметры которой определяются в соответствии с требованиями экономии. Как известно, гидравлическое сопротивление изменяется в квадратической зависимости к скорости потока.

Существует зависимость между гидравлическим сопротивлением и старением внутренней поверхности трубопровода. При увеличении шероховатости внутренней поверхности трубопровода увеличивается, конечно, и трение в трубопроводе.

Вычисленное опытным путём значение гидравлического сопротивления  $R$  находится в диапазоне между 100 и 150 Па/м. С помощью данного значения по нижеприведённой формуле можно рассчитать максимально допустимую длину трубопровода  $l_{\text{max}}$ :

$$l_{\text{max}} = \frac{10000 \cdot H_{\text{н}}}{R \cdot ZF} \text{ [м]}$$

Максимальный перепад давления на определённом участке трубопровода не должен превышать, как это было установлено в предыдущей части статьи,  $\Delta p_{\text{Rohr}}=200$  мбар (при напоре насоса  $H = 2$  м). В зависимости от состояния трубопровода значения перепада давления могут быть, конечно, и меньшими. Обзор максимально допустимых значений длин трубопроводов  $l_{\text{max}} = 2 \cdot (a + b + h)$  приведён в следующей таблице (рис. 8).

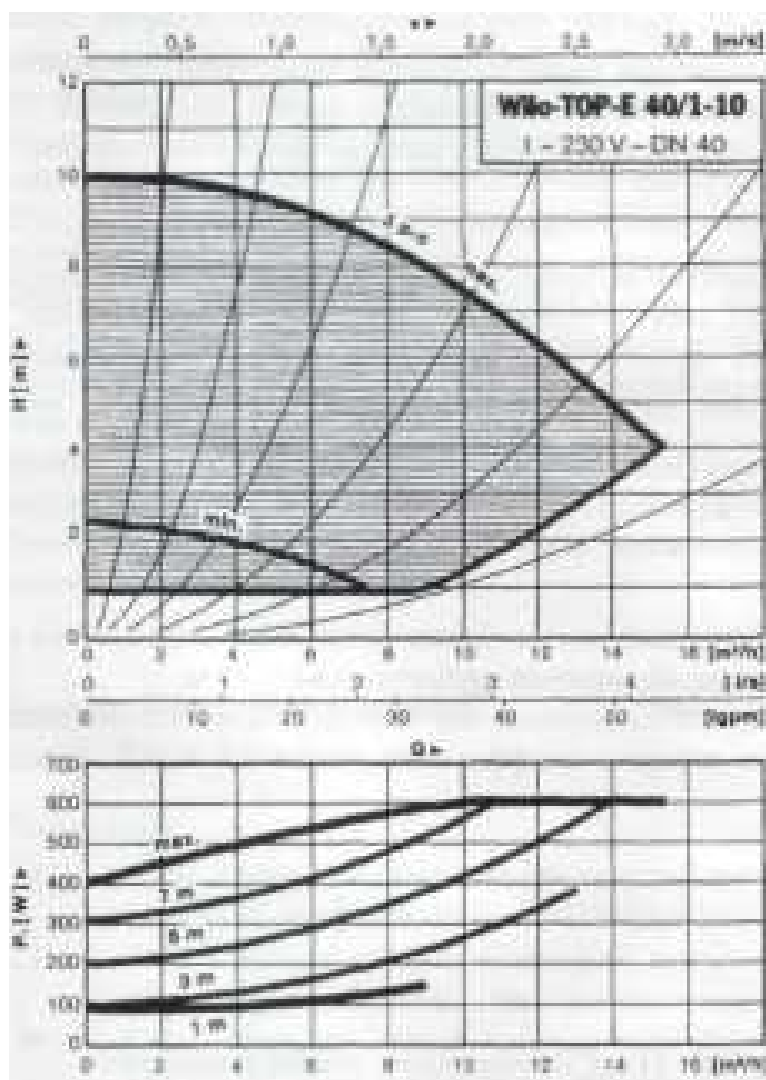
Трубопровод	ZF	Напор $\Delta p_{\text{Rohr}}/H_{\text{н}}$	Макс. длина труб (VL+RL) при	
			$R = 100 \text{ Па/м}$	$R = 150 \text{ Па/м}$
+ фитинг + ТВ	~ 2,2	200 мбар/2,0 м	l ~ 91 м	l ~ 60 м
		150 мбар/1,5 м	l ~ 68 м	l ~ 45 м
		100 мбар/1,0 м	l ~ 45 м	l ~ 30 м
+ фитинг + смеситель + ТВ	~ 2,6	200 мбар/2,0 м	l ~ 77 м	l ~ 51 м
		150 мбар/1,5 м	l ~ 56 м	l ~ 38 м
		100 мбар/1,0 м	l ~ 38 м	l ~ 26 м

**Рисунок 8: Неблагоприятный участок трубопровода системы отопления; В таблице приведены значения к рисунку 5.**

## 3. Примеры арифметических расчётов.

С помощью приведённых выше констант и формул планировщики и монтажники могут легко рассчитать параметры насоса в уже используемом строении. Это тем более важно, так как больший объём работ приходится не на сектор новостроек, а на уже использующиеся строения. Следует ещё

раз подчеркнуть, что законодатели предписывают осуществлять замену старых насосов на новые насосы с реально требуемыми параметрами.



**Рисунок 9: Рабочее поле циркуляционного насоса для системы отопления многоквартирного дома.**

### 3.1. Многоквартирный дом.

Прежде всего рассмотрим многоквартирный дом с 50 квартирами, площадь каждой из которых составляет 80 м<sup>2</sup>. Данный дом отапливается с помощью классической двухтрубной отопительной системы с разницей температур  $\Delta t = 20$  К. Таблица (рис.4) даёт нам значение удельной подачи  $V_{spez} = 3,0$  л/(ч\*м<sup>2</sup>). Таким образом, необходимо рассчитать параметры циркуляционного насоса для следующего значения подачи:

$$V_n = \frac{A_n \cdot V_{spez}}{1.000}$$

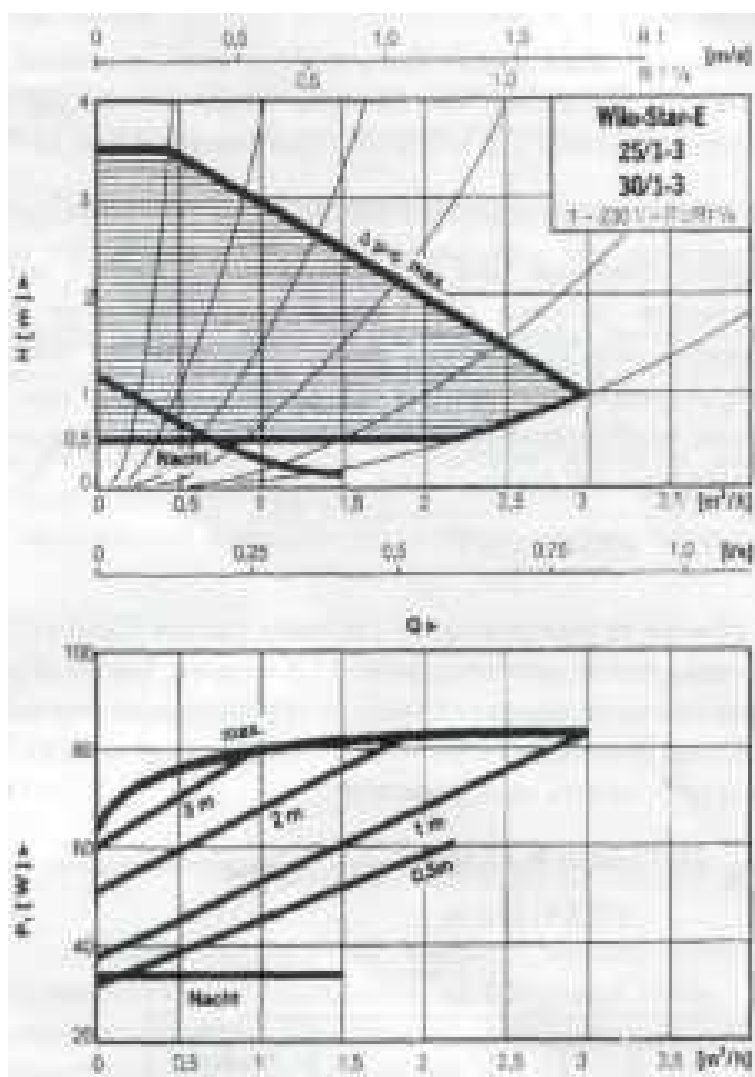
$$V_n = \frac{4000\text{м}^2 \cdot 3,0\text{л}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})}{1.000\text{ л}/\text{м}^3} = 12,0\text{м}^3/\text{ч}$$

При обмере трубопроводной системы здания было установлено наибольшее удаление последнего радиатора от отопительного котла, оно составило 65 метров. Таким образом, самый длинный трубопровод  $l = 130$  м. Гидравлическое сопротивление в трубопроводе оценивается приблизительно как  $R = 120$  Па/м. Отопительная установка оснащена термостатическими вентилями и смесителем. Таким образом, общий коэффициент запаса  $2P = 2,6$ . Теперь можно определить напор насоса:

$$H_n = \frac{R \cdot l \cdot ZF}{10000}$$

$$H_n = \frac{120 \text{ Па/м} \cdot 130 \text{ м} \cdot 2,6}{10000 \text{ Па/м}} = 4,0 \text{ м}$$

Для данного дома может быть выбран автоматически регулируемый циркуляционный насос типа TOP-E 40/1-10 (рис. 9). Потребляемая насосом мощность составляет в день расчёта параметров насоса для данного 50-квартирного дома  $P_{\max} = 420$  Вт, она уменьшается до  $P_{\min} = 150$  Вт при работе в режиме частичных нагрузок.



**Рисунок 10: Рабочее поле циркуляционного насоса для системы отопления односемейного дома в режиме работы  $\Delta P = \text{const}$ .**

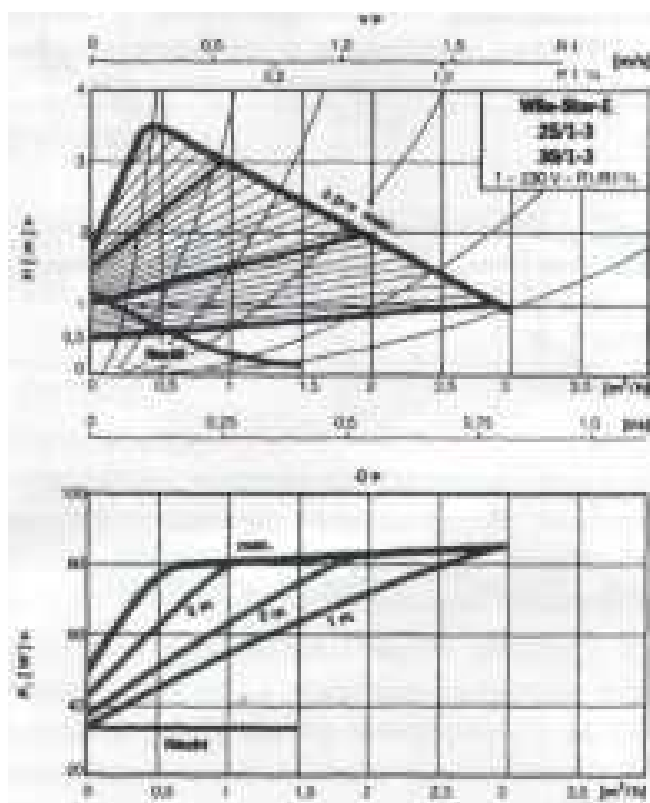
### 3.2. Дом для одной семьи.

Отдельно стоящий дом для одной семьи имеет отапливаемую полезную площадь в  $180 \text{ м}^2$ . Параметры поверхности нагрева рассчитаны для температур в подающем и сливном трубопроводе, составляющих соответственно  $55$  и  $45^\circ\text{C}$ , то есть для разницы температур  $\Delta v = 10 \text{ K}$  (учтены современные требования по температурным режимам). Таблица (рис. 4) даёт нам значение удельной подачи  $V_{\text{spez}} = 8.6 \text{ л/(ч} \cdot \text{м}^2)$ . Таким образом, необходимо рассчитать параметры циркуляционного насоса для следующего значения подачи:

$$V_{\text{н}} = \frac{180 \text{ м}^2 \cdot 8,6 \text{ л/(м}^2 \cdot \text{ч)}}{1,000 \text{ л/м}^3} = 1,55 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

При обмере трубопроводной системы здания было установлено наибольшее удаление последнего радиатора от источника тепла, оно составило  $37,5$  метров. Таким образом, самый длинный трубопровод  $l = 75 \text{ м}$ . Гидравлическое сопротивление в трубопроводе оценивается приблизительно как  $R = 100 \text{ Па/м}$ . Отопительная установка оснащена термостатическими вентилями. Таким образом, коэффициент запаса  $ZF = 2.2$ . Теперь можно определить напор насоса:

$$H_{\text{н}} = \frac{100 \text{ Па/м} \cdot 75 \text{ м} \cdot 2,2}{10000 \text{ Па/м}} = 1,65 \text{ м}$$



**Рисунок 11: Рабочее поле циркуляционного насоса для системы отопления односемейного дома в режиме работы  $\Delta P = \text{var}$ .**

Выбранный автоматически управляемый насос Star-E 25/1-3 (рис. 10) имеет в режиме работы « $\Delta P = \text{const}$ » напор, устанавливаемый в диапазоне от  $0,5$  м до  $3,5$  м.

Если же для данного циркуляционного насоса выбирают режим работы « $\Delta P = \text{variable}$ » (рис. 11), то

перепад давления очень сильно уменьшается при работе с частичной нагрузкой. Это препятствует возникновению шумов на термостатических вентилях при незначительной величине потока.

#### 4. Заключение.

Достаточно двух простых арифметических вычислений, чтобы рассчитать требуемые параметры насоса; это представлено в виде формул на рисунке 2 (средняя и нижняя формулы). Практики должны отметить для себя две пары констант, необходимых для правильного расчёта параметров насоса: Для определения требуемой подачи циркуляционного насоса для систем отопления необходимо умножить удельную подачу, 4,3 или 3,0 литра в час - в зависимости от размеров здания - на размер отапливаемой жилой площади в квадратных метрах. Оба значения удельной подачи приведены в таблице (рис. 4). Они применяются при классической разнице температур в системе, составляющей 20 К.

Если разница температур в 2 раза меньше, то перенос тепла должен осуществляться в 2 раза большим количеством воды.

Коэффициенты запаса на трение, 2,2 или 2,6 - в зависимости от оснащения отопительной установки - позволяют рассчитать требуемый напор циркуляционного насоса для систем отопления. Обе константы приведены на рисунках 6 и 7 (обведённые значения 2Р).

Для расчёта параметров необходимо определить только неблагоприятный участок трубопровода. Данные значения можно легко запомнить, достаточно только один раз их разъяснить. На практике они незаменимы для быстрого и надёжного выбора насоса.

То, что удельные значения для отапливаемой жилой площади используются в качестве основы вычислений, не является новым способом [3]. Новым является устанавливаемые законодательно в Положении HeizAnIV с 1994 года предельные значения.

Расчёт требуемой производительности циркуляционных насосов для систем отопления является важным условием при выполнении требований, установленных в положении HeizAnIV.

Отопительные установки должны быть экономичными, надёжными и максимально бесшумными, то есть они должны просто хорошо работать.

Рисунки: Wilo GmbH, Dortmund.

Литература:

- [1] Положение о требованиях по энергосбережению для отопительных установок и установок для систем ГВС от 22-го марта 1994 года (HeizAnIV) [2] Хайнц Бах и другие; Снижение выбросов CO<sub>2</sub> путём модернизации насосов;
- Исследовательское общество по отоплению, вентиляции и технике по кондиционированию воздуха, Штутгарт 1992. [3] Клаус Вальтер; Расчёт параметров циркуляционных насосов для систем отопления, IKZ-HAUS-TECHNIK, номера 19 и 20 за 1991 год, издательство "Strobel-Verlag", Арнсберг.