

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-  
СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра теплоэнергетики, газоснабжения и вентиляции

**КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ**

Задания и методические указания к курсовому проектированию для студентов направления 08.03.01 «Строительство», профиль «Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение зданий, сооружений населенных пунктов»

Казань  
2017

УДК 697.94  
ББК 38.762; 38.763  
Б88

Б88 Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Задания и методические указания к курсовому проектированию для студентов направления 08.03.01 «Строительство», профиль «Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение зданий, сооружений населенных пунктов» (бакалавры)/ Сост. Бройда В.А. Казань: Каз.ГАСУ, 2017. – 36 с.

Печатается по решению Редакционно-издательского совета Казанского государственного архитектурно-строительного университета

В методических указаниях даны разъяснения к выполнению курсового проектирования по дисциплине «Кондиционированию воздуха и холодоснабжение», приведены основные расчетные зависимости, даны ссылки на современную учебную, нормативную и справочную литературу. Часть справочных данных содержится в приложениях. Приведены многовариантные исходные данные для выполнения курсовой работы.

*Табл. 16; Илл. 15; Библиогр. 16 наим.*

Рецензент:  
доцент кафедры водоснабжения и водоотведения КГАСУ Ж.С. Нуруллин

УДК 697.94  
ББК38.762; 38.763

© Казанский государственный  
архитектурно-строительный  
университет, 2017

© Бройда В.А., 2017

## 1. ЗАДАНИЕ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Запроектировать систему кондиционирования воздуха и холодо-снабжения (СКВ и ХС) для зрительного зала кинотеатра на основе современного центрального кондиционера, скомпоновать кондиционер, рассчитать и подобрать его блоки, рассчитать основные элементы системы холодо-снабжения и теплоснабжения кондиционера, разработать функциональную схему автоматического регулирования.

Исходные данные принимаются в зависимости от цифр шифра зачетной книжки.

1. Населенный пункт, климатические условия которого являются исходными, принимается по данным табл.1.1 в зависимости от двух последних цифр шифра.

Таблица 1.1

Последняя цифра шифра	Сумма двух последних цифр шифра делится на три		
	без остатка	с остатком 1	с остатком 2
1	Липецк	Астрахань	Хабаровск
2	Ростов-на-Дону	Саратов	Омск
3	Саранск	Екатеринбург	Пенза
4	Воронеж	Казань	Владивосток
5	Калуга	Тула	Грозный
6	Волгоград	Ульяновск	Ставрополь
7	Смоленск	Самара	Москва
8	Владикавказ	Нальчик	Оренбург
9	Курск	Краснодар	Вологда
0	Уфа	С.-Петербург	Орел

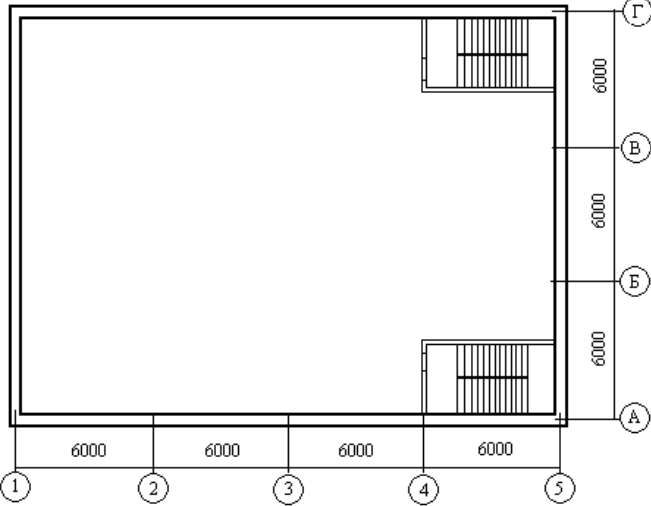
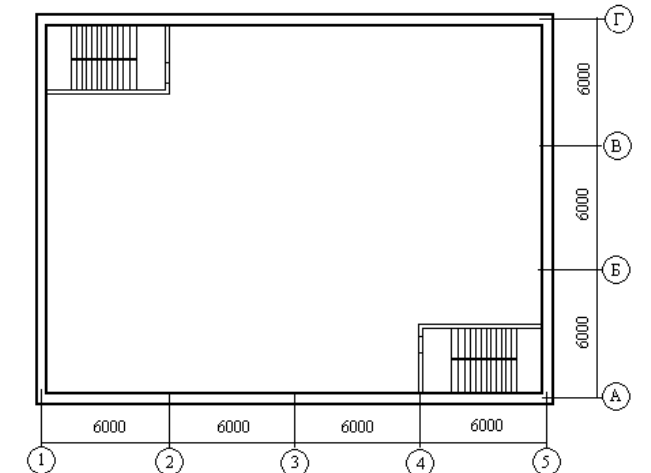
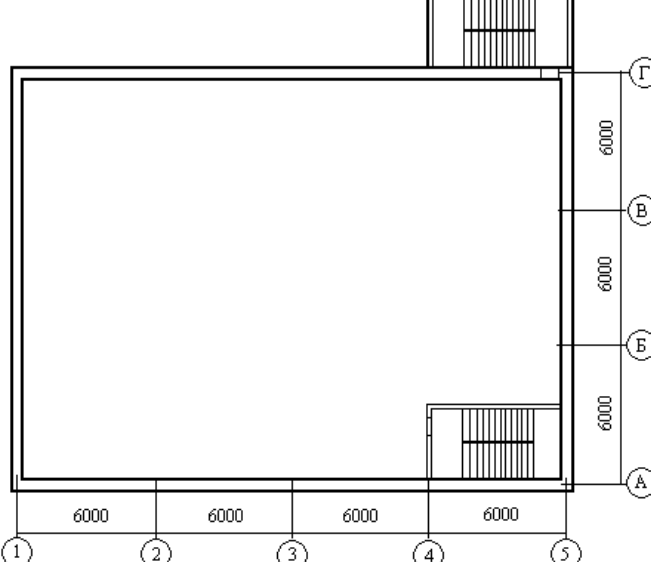
2. Размеры зрительного зала и число зрительских мест определяется по табл. 1.2 в зависимости от двух последних цифр шифра. Если предпоследняя цифра четная, берется графа А, если нечетная – графа Б.

Таблица 1.2

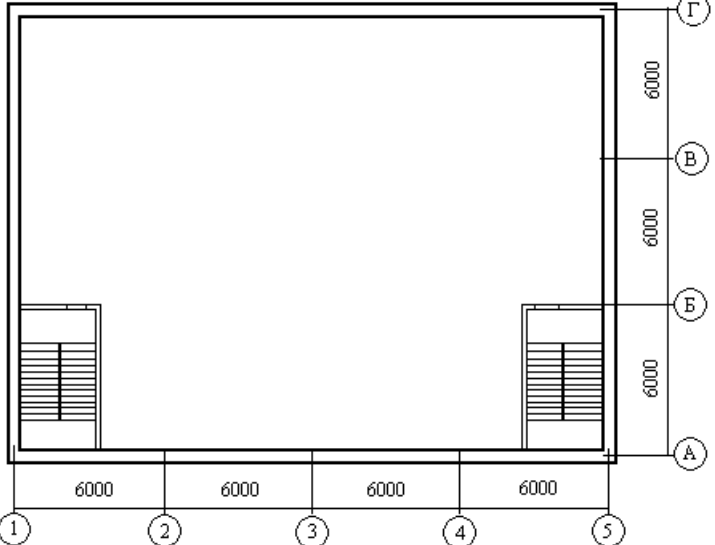
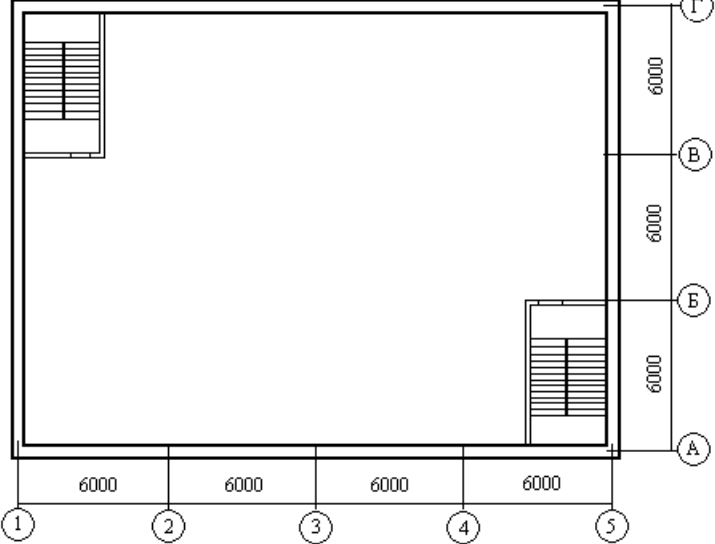
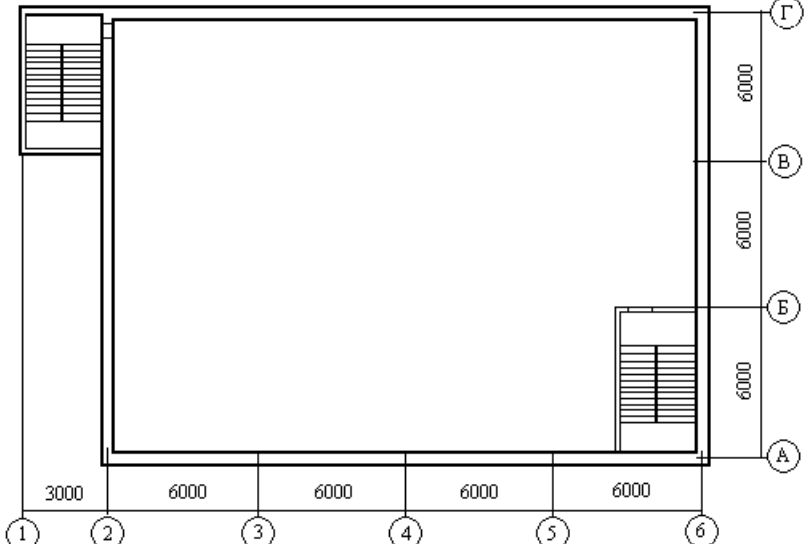
А			Б		
Посл. цифра	Размеры зала, м	Число мест	Посл. цифра	Размеры зала, м	Число мест
1	18x24x10,2 (Н)	500	1	23,8x16x11,4 (Н)	1000
2	22,6x24x8,6 (Н)	600	2	12x24x8,2 (Н)	400
3	21,6x24,6x9,8 (Н)	900	3	21x24x9,6 (Н)	800
4	20x24x10,2 (Н)	800	4	20x21x7,8 (Н)	600
5	14x20,8x6,8 (Н)	300	5	24x24x10,6 (Н)	1000
6	12x22,4x9,4 (Н)	400	6	12x21x8 (Н)	400
7	10,8x24x8,6 (Н)	300	7	20x24x10,6 (Н)	800
8	24x24x10,8 (Н)	1000	8	18x27x7,2 (Н)	500
9	24x24x9,8 (Н)	800	9	14,6x21,8x7,1 (Н)	400
0	12x24x6,8 (Н)	1000	0	18,2x20,4x9,4(Н)	600

3. План технического помещения для размещения основного оборудования СКВ и системы тепло- и холодоснабжения (в подвале или на кровле) принимается в соответствии с последней цифрой шифра по табл.1.3

Таблица 1.3

	<p>Последняя цифра шифра – 1</p> <p>план подвала на отметке -4.600</p>
	<p>Последняя цифра шифра – 2</p> <p>план подвала на отметке – 4.800</p>
	<p>Последняя цифра шифра – 3</p> <p>план подвала на отметке – 4.600</p>

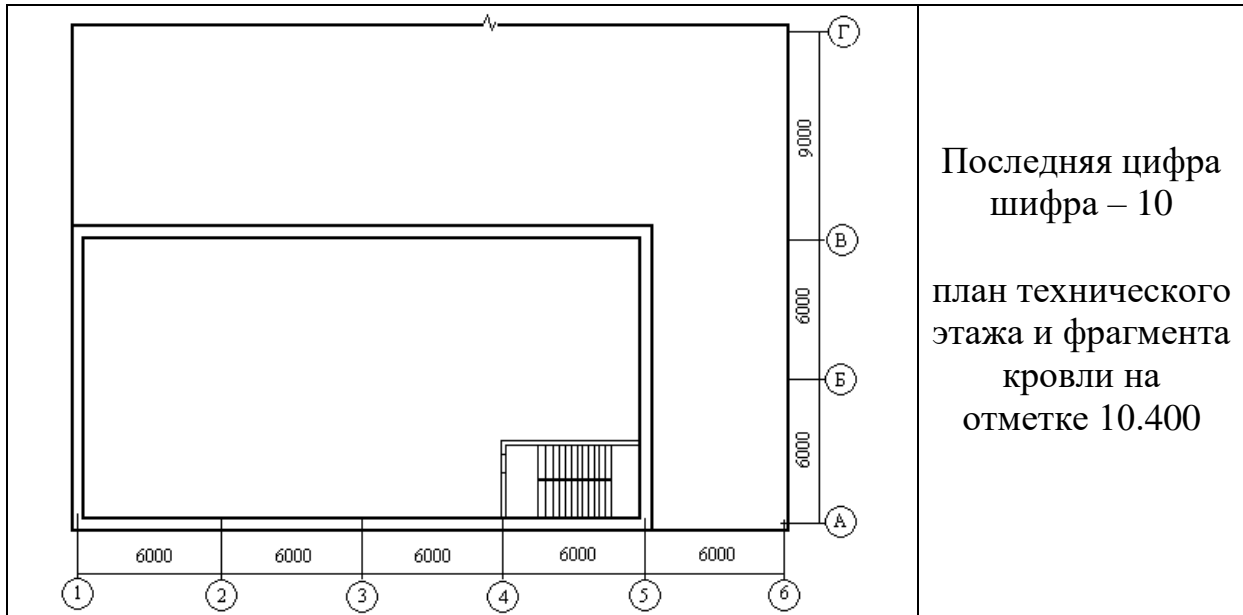
Продолжение таблицы 1.3

	<p>Последняя цифра шифра – 4</p> <p>план подвала на отметке – 5.200</p>
	<p>Последняя цифра шифра – 5</p> <p>план подвала на отметке – 4.400</p>
	<p>Последняя цифра шифра – 6</p> <p>план подвала на отметке -4.800</p>

Продолжение таблицы 1.3

	<p>Последняя цифра шифра – 7</p> <p>план технического этажа и фрагмента кровли на отметке 10.200</p>
	<p>Последняя цифра шифра – 8</p> <p>план технического этажа и фрагмента кровли на отметке 10.200</p>
	<p>Последняя цифра шифра – 9</p> <p>план технического этажа и фрагмента кровли на отметке 10.600</p>

Окончание таблицы 1.3



Примечание: необходимая высота помещения определяется в ходе проектирования.

4. Величина поступления теплоты в зрительный зал от солнечной радиации  $Q_{CP}$  и аэродинамические потери давления в сети воздуховодов (внешние потери давления)  $P_{BH}$  принимаются по табл. 1.4 в зависимости от предпоследней цифры шифра.

Таблица 1.4

Цифра	$Q_{CP}$ , кВт	$P_{BH}$ , Па	Цифра	$Q_{CP}$ , кВт	$P_{BH}$ , Па
1	18	680	6	14	350
2	16	580	7	18	400
3	22	450	8	15	480
4	17	500	9	16	380
5	16	550	0	12	600

5. Применить схему обработки воздуха с первой рециркуляцией. В случае, когда по объективным причинам реализация схемы с первой рециркуляцией невозможна, следует использовать прямоточную схему.

Способ увлажнения воздуха в холодный период года принимается согласно табл. 1.5.

Таблица 1.5

Сумма двух последних цифр шифра делится на три		
без остатка	с остатком 1	с остатком 2
Используется <b>камера орошения</b> (изоэнтальпическое увлажнение)	Используется <b>сотовый увлажнитель</b> (изоэнтальпическое увлажнение)	Используется <b>паровой увлажнитель</b> (изотермическое увлажнение)

Другие технологические особенности обработки воздуха в центральном кондиционере выбираются студентом.

6. Источником теплоснабжения являются сети ТЭЦ. Параметры перегретой воды принимаются по предпоследней цифре шифра: – нечетная цифра – температура – 130 °С, перепад давления на вводе 100 кПа; четная цифра – температура – 115 °С, перепад давления на вводе 110 кПа; температура обратной воды для всех вариантов – 70 °С.

7. Для приближенного расчета теплотерь зрительного зала используется удельная тепловая характеристика, которая выбирается по последней цифре шифра – нечетная цифра  $x=0,23$  Вт/(м<sup>3</sup>·°С), четная цифра –  $x=0,26$  Вт/(м<sup>3</sup>·°С).

## 2. СОСТАВ РАБОТЫ

При проектировании рассматриваются вопросы, специфичные для кондиционирования воздуха. Некоторые важные аспекты, например, расчет воздухораспределения, аэродинамический расчет, акустический расчет и др. подробно изучаются в курсе «Вентиляция» и в других смежных дисциплинах и поэтому в данной работе не рассматриваются.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

1. Определение расчетных параметров наружного воздуха для теплого и холодного периодов года.

2. Выбор параметров внутреннего воздуха кондиционируемого помещения для теплого и холодного периодов года.

3. Расчет количеств тепла и влаги, поступающих и теряющихся помещением зрительного зала для теплого и холодного периодов года, составление балансов по теплу и влаге, определение величин углового коэффициента луча процесса в помещении для теплого и холодного периодов года.

4. Определение минимального количества наружного воздуха, которое необходимо подавать в помещение по санитарной норме.

5. Выбор рабочей разности температур и определение допустимой по условиям воздухораспределения температуры приточного воздуха, оценка температуры удаляемого воздуха.

6. Построение на *i-d*-диаграмме процессов обработки воздуха в теплый и холодный периоды года, расчет воздухообмена, определение нагрузок аппаратов обработки воздуха (холодопроизводительность воздухоохладителя, тепловые мощности воздухонагревателей, производительность увлажнителя и т. п.).



7. Выбор типоразмера и компоновка современного центрального кондиционера для расчетного способа обработки воздуха в теплый и холодный период года.

8. Компьютерный расчет и подбор блоков центрального кондиционера. Кроме того, в учебных целях по ручной методике рассчитываются воздухонагреватель первого подогрева и воздухоохладитель центрального кондиционера.

9. Разработка схемы и подбор основного оборудования системы холодоснабжения: подбор чиллера, трассировка трубопровода, расстановка необходимой арматуры, расчет и подбор элементов гидромодуля или насосной станции, подбор регулирующего клапана для воздухоохладителя, балансировочных клапанов при необходимости.

10. Подбор оборудования узла регулирования воздухонагревателя центрального кондиционера: подбор регулирующего клапана, смешительного насоса и другой необходимых элементов.

11. Разработка функциональной схемы автоматического регулирования.

Общий объем расчетно-пояснительной записки 20 – 25 страниц.

Графическая часть содержит:

1. План технического помещения в масштабе 1:50 с нанесением основного оборудования СКВ (центральный кондиционер, основное оборудование систем холодо- и теплоснабжения).

2. Разрез в масштабе 1:50 с нанесением основного оборудование СКВ и системы холодоснабжения.

3. Аксонометрическая схема системы холодоснабжения центрального кондиционера, включая узел регулирования воздухоохладителя.

4. Схема узла регулирования воздухонагревателя.

5. Функциональная схема автоматизации центрального кондиционера.

6. Спецификация основного оборудования СКВ и ХС.

Объем графической части курсовой работы – 1 лист формата А1.

### 3. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ

Подробная методика выполнения расчетов и построения процессов обработки воздуха, а также компоновки кондиционера, расчета и подбора основных элементов систем холодо- и теплоснабжения приведены в [1, 2]. Здесь приводятся краткие указания и пояснения к выполнению курсовой работы.

*1. Определение расчетных параметров наружного воздуха для теплого и холодного периодов года.*

При проектировании систем кондиционирования воздуха расчетные характеристики наружного воздуха принимаются по параметрам Б для теплого (температура  $t_H$ , удельная энтальпия  $i_H$ ) и холодного (температура  $t_H$ , удельная энтальпия  $i_H$  или относительная влажность  $\varphi_H$ ) периодов года, которые находятся по данным СП [3].

*2. Выбор параметров внутреннего воздуха кондиционируемого помещения для теплого и холодного периодов года.*

Параметры внутреннего воздуха для помещений в общественных зданиях (температура  $t_B$ , относительная влажность  $\varphi_B$ , скорость движения воздуха  $v_B$ ) определяются в пределах оптимальных норм по данным ГОСТ [4] и с учетом требований СП [5].

Согласно СП [6], в местностях с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период года  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  и выше, рекомендуется повышать расчетную температуру внутреннего воздуха на  $0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  на каждый градус выше  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При этом следует увеличивать скорость движения воздуха на  $0,1\text{ м/с}$  на каждый градус выше  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , не превышая  $0,5\text{ м/с}$ .

Наиболее выгодными по затратам холода для теплого периода года является сочетание максимальных значений температуры и относительной влажности из оптимальных норм.

Наиболее выгодным по затратам тепловой энергии для холодного периода является сочетание минимальных значений температуры и относительной влажности из оптимальных норм.

При выборе величины относительной влажности в теплый период года следует учитывать возможность реализации процесса в теплообменнике-воздухоохладителе, а в холодный период года – в изоэнтальпическом увлажнителе, для парового увлажнения в холодный период года следует выбирать минимальную относительную влажность.

*3. Расчет количеств тепла и влаги, поступающих и теряющихся расчетным помещением для теплого и холодного периодов года, составление балансов по теплу и влаге, определение величины углового коэффициента луча процесса в помещении для теплого и холодного периодов года.*

В помещениях зданий общественного назначения часто основным источником выделения тепла и влаги являются люди. Интенсивность выделений тепла и влаги зависит от температуры воздуха в помещении и тяжести труда.

Таблица 3.1.

Количество тепла и влаги, выделяемое людьми в состоянии покоя  
(по данным [7] с сокращением)

Вредные выделения	Кол-во тепла, Вт/(кДж/ч), выделение влаги, г/ч при температуре воздуха в помещении, °С			
	15	20	25	30
Тепло:	В состоянии покоя			
явное $q_{я}$	120/432	90/324	60/216	40/144
полное $q_{п}$	145/522	120/432	95/342	95/342
Влага $w$	40	40	50	75

В теплый период через световые проемы и массивные ограждения в помещение поступает тепло от солнечной радиации  $Q_{CP}$ . Во время сеанса в зале кинотеатра свет выключен, работающее оборудование отсутствует. В тепловом балансе зала учитываются поступления или потери тепла через наружные ограждения  $Q_{НОГР}$ .

Тепловой баланс может составляться в любых удобных единицах измерения тепловой мощности, Вт, кВт, кДж/ч. В данной работе, поскольку в дальнейшем будет использоваться  $i-d$ -диаграмма, удобней выразить тепловые мощности в кДж/ч, помня, что 1 Вт=3,6 кДж/ч, соответственно, 1 кВт=3600 кДж/ч.

Тепловой баланс по явному теплу для теплого периода года, кДж/ч:

$$\Delta Q_{я} = q_{я} \cdot n + Q_{CP} + Q_{НОГР} \cdot \quad (3.1)$$

Поступления влаги от людей, кг/ч

$$W = w \cdot n / 1000. \quad (3.2)$$

Тогда избытки полного тепла, кДж/ч, составляют:

$$\Delta Q_{п} \cong \Delta Q_{я} + r \cdot W, \quad (3.3)$$

здесь

$n$  – число людей в помещении;

$r$  – скрытая теплота парообразования,  $r=2500$  кДж/кг.

Тепловой баланс (избытки или недостатки явного тепла) для холодного периода года, кДж/ч:

$$\Delta Q_{я} = q_{я} \cdot n + (Q_{OT} - Q_{НОГР}), \quad (3.4)$$

в последнем выражении  $Q_{НОГР} = Q_{П}$  – расчетные теплопотери помещения для холодного периода года, кДж/ч;

$Q_{OT}$  – поступления теплоты от системы отопления, кДж/ч.

Отопление может быть:

– традиционным, плохо регулируемым, тогда в формуле (3.4) выражение в  $Q_{OT} - Q_{НОГР} = 0$ , – это нерациональный вариант, приводящий к излишним затратам тепловой энергии;

– дежурным, которое обеспечивает в помещении более низкую температуру дежурного отопления  $t_{до}$ ;

– если применяется современное хорошо регулируемое отопление, тогда избытки явного тепла в помещении отсутствуют  $\Delta Q_{я} = 0$ .

Согласно СП [6], для помещений общественных зданий  $t_{до} \geq 12$  °С.

В данной учебной работе оценка теплопотерь может производиться по укрупненным измерителям (результат следует перевести в кДж/ч)

$$Q_{ТП} = x \cdot V \cdot (t_B - t_H), \quad (3.5)$$

где  $x$  – удельная тепловая характеристика, Вт/(м<sup>3</sup>·°С);

$V$  – объем помещения, м<sup>3</sup>.

Тепловая мощность дежурного отопления  $Q_{до}$  может рассчитываться по формуле (3.5) в которой вместо температуры  $t_B$ , используется  $t_{до}$ , тогда:

$$Q_{до} = x \cdot V \cdot (t_{до} - t_H). \quad (3.6)$$

Поступления влаги, избытки полного тепла рассчитываются по таким же формулам, как для теплого периода года.

Угловой коэффициент луча процесса в помещении  $\varepsilon$  (кДж/кг) вычисляется отдельно для теплого и холодного периодов года по формуле

$$\varepsilon = \Delta Q_{П} / W. \quad (3.7)$$

*4. Определение минимального количества наружного воздуха, которое необходимо подавать в помещение по санитарной норме.*

Воздухообмен по норме подачи наружного воздуха  $G_H$  (кг/ч), вычисляется по формуле:

$$G_H = L_1 \cdot n \cdot \rho, \quad (3.8)$$

где  $L_1$  – норма подачи наружного воздуха в помещение, по данным [5, 6] при нахождении человека в помещении до 2 часов непрерывно  $L_1 = 20$  м<sup>3</sup>/ч;

$\rho$  – плотность воздуха, в данных расчетах может приниматься  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

*5. Выбор рабочей разности температур и определение допустимой по условиям воздухораспределения температуры приточного воздуха, оценка температуры удаляемого воздуха.*

В зрительных залах кинотеатров обычно используется перемешивающая вентиляция с раздачей воздуха в верхней зоне помещения и удале-

нием воздуха из верхней зоны помещения. Ориентировочно можно задаваться величиной рабочего перепада температуры: при подаче воздуха в верхнюю зону помещения струями, параллельными полу  $\Delta t_p = 5 \div 8$  °С; при подаче воздуха через воздухораспределители плафонного типа  $\Delta t_p = 8 \div 12$  °С.

Правильность выбранного способа раздачи воздуха, скорости выпуска воздуха, величины  $\Delta t_p$  проверяется расчетом воздухораспределения (не входит в состав данной курсовой работы). Тогда температура приточного воздуха  $t_{II}$  равна:

$$t_{II} = t_B - \Delta t_p, \quad (3.9)$$

что и определяет положение точки II на луче процесса.

Интенсивное перемешивание воздуха в помещении за счет струйной подачи ведет к выравниванию параметров воздуха в объеме помещения.

Неравномерность распределения температуры по высоте помещения выражается с помощью коэффициента воздухообмена  $k_t$ , используя который можно определить температуру воздуха удаляемого из верхней зоны помещения по формуле:

$$t_Y = t_{II} + k_t \cdot (t_B - t_{II}) \quad (3.10)$$

и найти положение точки У на луче процесса.

Значения величины  $k_t$  можно оценить по данным табл. 3.2.

Таблица 3.2

Коэффициент воздухообмена  $k_t$  для помещений с незначительными избытками явной теплоты, при подаче охлажденного воздуха [2]

Способ подачи воздуха	Коэффициент $k_t$ при кратности воздухообмена		
	3	5	10
Непосредственно в рабочую зону	1,3	1,2	1,05
Наклонными струями в направлении рабочего зоны с высоты менее 4 м	1,15	1,1	1
Сосредоточенно выше рабочей зоны	0,95	1	1
Сверху вниз настилающимися струями	0,95	1	1
Сверху вниз коническими струями	1,05	1	1
Сверху вниз плоскими струями	1,1	1	1

Из приведенных данных следует, что при подаче охлажденного воздуха в верхнюю зону помещения (перемешивающая вентиляция) часто значение  $k_t \approx 1$ , температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения  $t_Y \approx t_B$ , тогда точки У и В совпадают.

6. Построение на *i-d*-диаграмме процессов обработки воздуха в теплый и холодный периоды года, расчет воздухообмена, определение нагру-

зок аппаратов обработки воздуха (холодопроизводительность воздухоохладителя, тепловые мощности воздухонагревателей, производительность увлажнителя и т.п.).

Эти вопросы подробно рассмотрены в [1] и [2]. Возможные технологические способы обработки воздуха в современных СКВ довольно разнообразны. Выбор способа обработки производится проектировщиком с учетом предъявляемых требований к СКВ, исходных данных, затрат энергии способа обработки и стоимости используемого для него оборудования. В данной работе некоторые аспекты способа обработки воздуха в СКВ заданы.

В ходе построений процесса обработки воздуха в теплый период года на  $i$ - $d$ -диаграмме находятся положения точек приточного (П), внутреннего (В) и удаляемого из верхней зоны (У) воздуха. Затем рассчитывается воздухообмен:

– по избыткам полной теплоты

$$G_Q = \frac{3,6 \cdot \Delta Q_{\Pi}}{i_V - i_{\Pi}} \quad (3.11)$$

– по влаговыделениям

$$G_W = \frac{W}{d_V - d_{\Pi}} \quad (3.12)$$

Строго говоря, величины  $G_Q$  и  $G_W$  должны быть одинаковыми. Но из-за неточности графических построений, округления при вычислениях, возникает небольшое отличие этих величин. Относительную погрешность  $\delta$  при определении величин  $G_Q$  и  $G_W$  можно оценить по формуле:

$$\delta = \frac{G_{MAX} - G_{MIN}}{G_{MIN}} \cdot 100 \% , \quad (3.13)$$

здесь  $G_{MAX}$  и  $G_{MIN}$ , соответственно, большее и меньшее значение из двух  $G_Q$  и  $G_W$ .

Допускается небольшая относительная погрешность  $\delta \leq 10 \div 15 \%$ .

Если это условие выполнено, то за расчетный расход воздуха  $G$  принимается больший из них. В противном случае построения и расчеты нужно выполнить заново.

Общий расход воздуха должен быть не менее нормируемого  $G \geq G_H$ , в противном случае принимается  $G = G_H$  и тогда рециркуляция невозможна.

При выполнении условия  $G > G_H$  рециркуляция возможна, и расход рециркуляционного воздуха составляет

$$G_P = G - G_H. \quad (3.14)$$

Для предотвращения попадания в кондиционируемое помещение воздуха из смежных помещений, обычно предусматривается превышение

притока над вытяжкой. В современных зданиях с плотными окнами дисбаланс можно принимать исходя из минимального требования СП [6], снижая вытяжку на 100 м<sup>3</sup>/ч на 1 входную дверь в зрительный зал.

В данной курсовой работе предполагается использовать СКВ с постоянным расходом воздуха. Расходы воздуха  $G$ , (а также  $G_H$ ,  $G_P$  для способа с рециркуляцией) определенные для теплого периода года стараются сохранить для обработки в холодный период года.

В настоящее время для процессов охлаждения и осушения воздуха используют поверхностные теплообменники-воздухоохладители (в данной работе предполагается применение воздухоохладителей, использующих холодную воду).

Камеры орошения в современных центральных кондиционерах используются преимущественно в качестве изохэнтальпических (адиабатических) увлажнителей для холодного периода года.

При детальной проработке технологии обработки воздуха следует отдавать предпочтение наиболее рациональным способам. Например, стараться по возможности избегать одновременного использования тепла и холода, по возможности обходиться без применения второго подогрева, используя регулируемые процессы охлаждения-осушения.

Применяя изохэнтальпическое (адиабатическое) увлажнение стремятся использовать меньшие расходы орошающей воды, назначая конечную влажность воздуха такого процесса не 90-95%, как в способах регулирования по температуре «точки росы», а меньшую, порядка 60÷70 %, устойчиво получаемую в изохэнтальпическом увлажнителе (камере орошения или сотовом увлажнителе).

При использовании парового увлажнения следует назначать наименьшую относительную влажность воздуха в помещении, это ведет к сокращению затрат электроэнергии на работу парового увлажнителя.

*7. Выбор типоразмера и компоновка современного центрального неавтономного кондиционера для расчетного способа обработки воздуха в теплый и холодный периоды года.*

Объемный расход воздуха вычисляется по формуле:

$$L = G / \rho, \quad (3.15)$$

где  $\rho$  - плотность воздуха, при определении типоразмера кондиционера обычно принимается при температуре ~ 20 °С –  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

Типоразмер центрального кондиционера определяется по расчетному расходу воздуха, выраженному в 1000 м<sup>3</sup>/час [8], (у некоторых марок кондиционеров – в 100 м<sup>3</sup>/ч). Так, например, при расчетном расходе воздуха 10000 м<sup>3</sup>/час, скорость воздуха в поперечном сечении кондиционера КЦКП [8] будет приблизительно равна:

– для КЦКП-6,3 – 4 м/с;

– для КЦКП-10 – 2,5 м/с.

Величина скорости воздуха в поперечном сечении кондиционера ограничена:

- возрастанием аэродинамического сопротивления отдельных блоков и всего кондиционера, особенно при большом числе блоков;
- способностью неподвижных каплеуловителей удерживать капельную влагу (до 3-3,5 м/с);
- допустимым уровнем шума;
- особенностями применяемых фильтров, которые выбираются в зависимости от характеристики запыления и требований к качеству очистки;
- допустимыми скоростями работы отдельных функциональных блоков, например блоков теплоутилизации.

Обычно, скорость в поперечном сечении кондиционера не превышает 4,5 м/с. Этими соображениями и определяется выбор типоразмера кондиционера.

Компоновка кондиционера выполняется исходя из принятой технологии обработки воздуха в теплый и холодный периоды года.

Кроме наиболее простых линейных компоновок в современных кондиционерах могут применяться двухъярусные (иногда двухрядные) компоновки, в которых присутствует два вентилятора. Двухвентиляторные компоновки кондиционеров могут использоваться для СКВ с рециркуляцией.

В состав кондиционера кроме функциональных блоков для обработки воздуха включаются конструктивные блоки, необходимые для ремонта и обслуживания. Так блоки обслуживания рекомендуется ставить после вентилятора перед шумоглушителем для распределения воздушного потока по его сечению. Во многих кондиционерах используются комбинированные блоки, включающие в себя, например, воздухонагреватель и блок обслуживания.

*8. Расчет и подбор блоков центрального кондиционера с помощью компьютерной программы.*

В настоящее время расчет блоков центральных кондиционеров ведется с помощью компьютерных программ, которые предлагаются производителями. В [1] представлены многочисленные примеры расчета и подбора кондиционеров КЦКП фирмы «ВЕЗА», которые дают достаточно полное представление об использовании подобных программ.

В результате расчета и подбора блоков уточняется их фактическая мощность (холодопроизводительность воздухоохладителя, мощность нагревателя и т.д.), расходы тепло- и холодоносителя, его фактические конечные параметры, аэродинамические и гидравлические потери давления и другие технические характеристики. Состояние воздуха до и после обра-



ботки в соответствующем блоке кондиционера должно хорошо соответствовать точкам начала и окончания процессов, построенных на  $i-d$ -диаграмме.

Дополнительно, в учебных целях по ручной методике выполняется расчет воздухонагревателя первого подогрева и воздухоохладителя.

*9. Разработка схемы и подбор основного оборудования системы холодоснабжения: трассировка трубопровода, расстановка необходимой арматуры, выбор чиллера, расчет и подбор насосной станции или гидромодуля, подбор регулирующего клапана для воздухоохладителя, балансировочных клапанов.*

Вначале выбираются места расположения основного оборудования системы холодоснабжения: чиллер с гидромодулем [9, 10 и др.], а если в чиллере отсутствует гидромодуль, то требуется насосная станция; воздухоохладитель центрального кондиционера. После чего, намечается прокладка сети трубопроводов холодоснабжения.

В верхних точках гидравлической сети устанавливаются воздухооборники или автоматические воздухоотводчики, в нижних точках – краны для опорожнения системы. Задается уклон горизонтальных трубопроводов не менее 0,002, необходимый для воздухоудаления и опорожнения системы. Для обслуживания и ремонта предусматриваются краны, отключающие протяженные ветви и отдельные воздухоохладители. Устанавливаются краны для опорожнения отдельных ветвей. Для гидравлической увязки колец предусматриваются балансировочные клапаны [11 и др.], которые обычно выбираются по диаметру трубопровода, на котором они устанавливаются. Гидравлическая система изолируется современной трубной теплоизоляцией для защиты от потерь холода и предотвращения выпадения конденсата на поверхности труб.

В гидравлический контур системы холодоснабжения включаются испаритель чиллера, насосная станция (или гидромодуль), сеть трубопроводов и воздухоохладители с регулирующими клапанами. Могут применяться двух- и трехходовые регулирующие клапаны [12 и др.]. При использовании двухходовых клапанов регулирование изменяет расход воды на отдельных воздухоохладителях и в целом в системе. Это обстоятельство можно использовать для экономии электроэнергии, затрачиваемой на работу циркуляционного насоса, если применяются насосы с регулируемой скоростью вращения двигателя (инверторный привод или др.). В настоящее время в отечественной практике чаще используются трехходовые клапаны, которые при регулировании сохраняют постоянный расход холодоносителя на подводящих ответвлениях и в целом в системе.

Подбор chillера, насосной станции, регулирующего клапана подробно рассмотрен в [1] и [2]. Гидравлический расчет сети трубопроводов выполняется любым удобным методом, например методом удельных потерь давления.

Следует учитывать, что средняя температура воды в системе холодоснабжения порядка  $10^{\circ}\text{C}$ . При расчете стальных (из оцинкованной или нержавеющей стали) нужно пользоваться номограммами, таблицами или формулами для нового водопровода, так как в обычных данных для старого водопровода учитываются большие отложения за счет коррозии на внутренних стенках труб, чего обычно не бывает в системе холодоснабжения. При использовании пластиковых, медных или других труб – соответствующими номограммами для температуры воды  $10^{\circ}\text{C}$ . Некоторые таблицы и номограммы для гидравлического расчета приведены в приложении. В записке должны быть достаточно полно представлены характеристики подобранного оборудования.

*10. Подбор оборудования узла регулирования воздухонагревателя центрального кондиционера: подбор регулирующего клапана, смешительного насоса и другой необходимой арматуры.*

Для современных медно-алюминиевых воздухонагревателей первого подогрева рекомендуется применять схему качественного регулирования со смешительно-циркуляционным насосом [1, 2, 13 и др.] на подающей или обратной подводке. Так обеспечивается лучшее качество регулирования, предотвращается снижение скорости горячей воды в трубках теплообменника, снижается риск замораживания. В качестве регулирующего клапана может применяться двух- или трехходовой клапан, который по температурным условиям лучше устанавливать на обратной линии.

Воздухонагреватели второго подогрева не подвергаются опасности замерзания. Для них теплоноситель может приготавливаться в водоводяном теплообменнике или также использоваться смешительный насос. Подбор насоса, регулирующего клапанов – эти вопросы подробно рассмотрены в [1] и [2]. Для подбора насоса может использоваться программа, например [14].

*11. Разработка функциональной схемы автоматического регулирования.*

При разработке функциональной схемы следует использовать материалы соответствующих разделов [1, 2], схемные решения, представленные в [8, 15], а также условные обозначения, приведенные в [16]. В записке кратко должна быть описана работы автоматического регулирования.

Подробные примеры построения процессов обработки воздуха, компоновки и подбора блоков кондиционера, подбора оборудования холодо- и теплоснабжения центрального кондиционера приведены в [1].

Некоторые полезные материалы для гидравлического расчета системы холодоснабжения, подбора регулирующих и балансировочных клапанов приведены в приложении. Там же имеются технические данные чиллеров фирмы «Веца» (в сокращенном объеме).

При размещении оборудования следует учитывать расстояния, необходимые для монтажа и обслуживания. Со стороны обслуживания кондиционера должно оставаться свободное пространство не менее ширины кондиционера, с противоположной стороны – не менее 700 мм для монтажа. Зоны обслуживания чиллеров и насосных станций указываются в каталогах производителей [8, 9, 10 и др.]. Присоединение воздухопроводов к кондиционеру производится с помощью гибких вставок.

## Литература

1. Бройда В.А. Центральные однозональные системы кондиционирования с постоянным расходом воздуха: Учебное пособие. – Казань: КГА-СУ, 2012. – 210 с.
2. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.
3. СП 131.133330.2012. Строительная климатология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99\*. / Минрегион России. – М.: ФАУ «ФЦС», 2012. – 108 с.
4. ГОСТ 30494 – 2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях, 2011. – 11 с.
5. СП 118.13330.2012\*. Общественные здания и сооружения. Актуализированная редакция СНиП 31-06-2009./Минстрой России. – М.: ФАУ «ФЦС», 2014. – 72 с.
6. СП 60.13330.2012. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003./Минрегион России. – М.: ФАУ «ФЦС», 2012. – 76 с.
7. Посохин В.Н., Сафиуллин Р.Г., Бройда В.А. Вентиляция:/Учебное издание. М.: Издательство АСВ, 2015. – 624 с.
8. Каталог оборудования фирмы «Веца». 2015. – 166 с. <http://www.veza.ru>.
9. Гид по продуктам и системам для кондиционирования воздуха 2016/17. Каталог продукции «CLIVET», 2016. – 291 с.
10. Холодильное оборудование фирмы «Веца». Каталог. – 110 с. <http://www.veza.ru>.
11. Балансировочные клапаны. Каталог – М.: ООО «Danfoss», 2015. –

76 с.

12. Регулирующие клапаны и электрические приводы. Каталог. – М.: ООО «Danfoss», 2016. – 310 с.

13. Узел регулирования Вектор. Каталог оборудование фирмы «Ве-за», 2015. – 31 с. <http://www.veza.ru>.

14. Программа подбора насосов фирмы «Wilо», «Wilо-select». <http://www.Wilo.ru>.

15. Тахциди Ю.Н., Никитин Ю.В. Автоматизация систем ТГВ: учебное пособие, Казань, КГАСУ, 2008. – 76 с.

16. Марфина О.П., Володин Ю.Г. Основы автоматизации технологических процессов в строительстве. – Санкт-Петербург: Издательство «Инфо-да», 2014. – 140 с.

Удельные потери на трение полиэтиленовых трубопроводов  
PPR-C (PN20) при температуре воды 10 °С

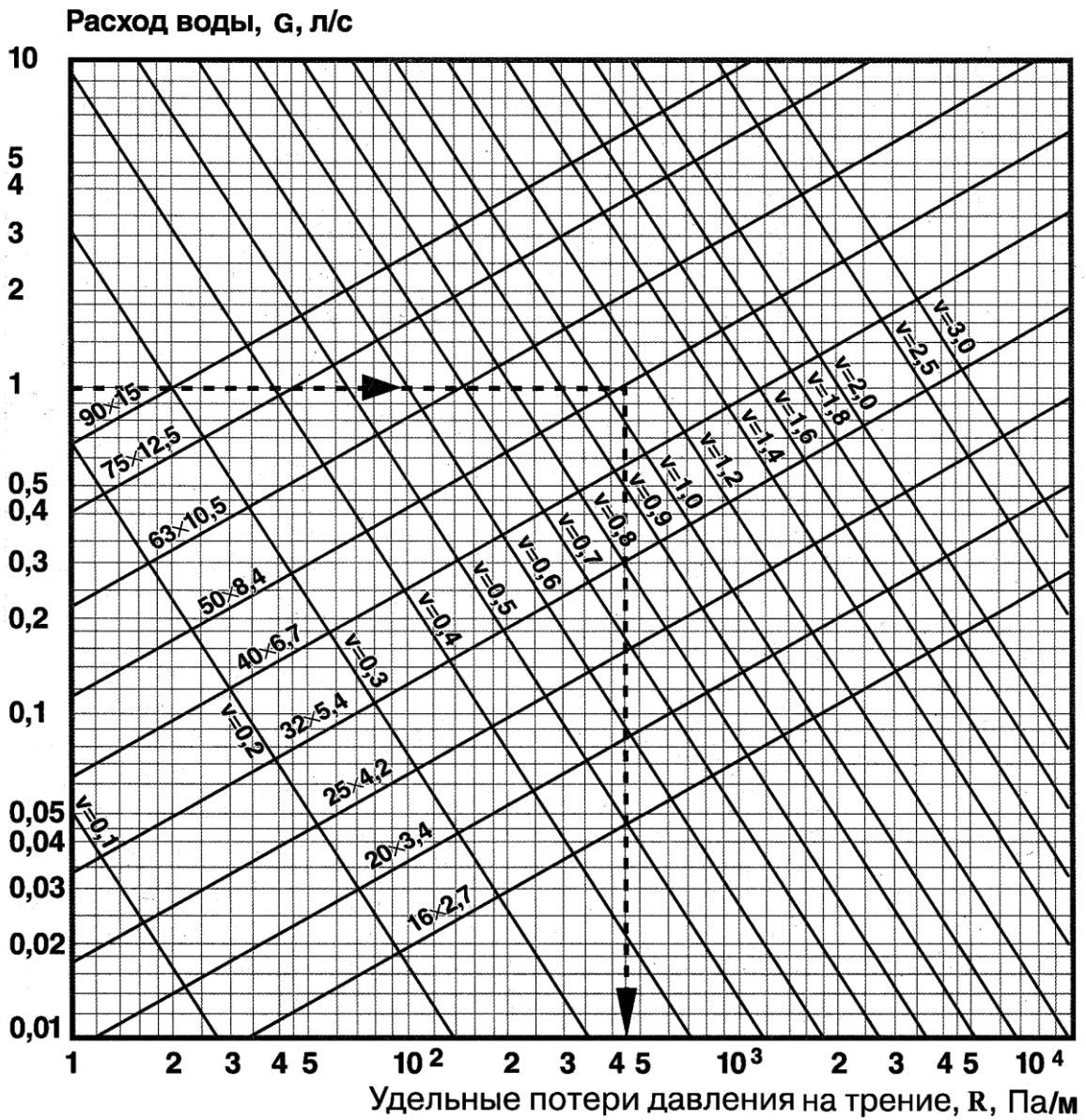


Рис. П1.1. Номограмма для расчета потерь давления

Удельные потери на трение в медных трубопроводах

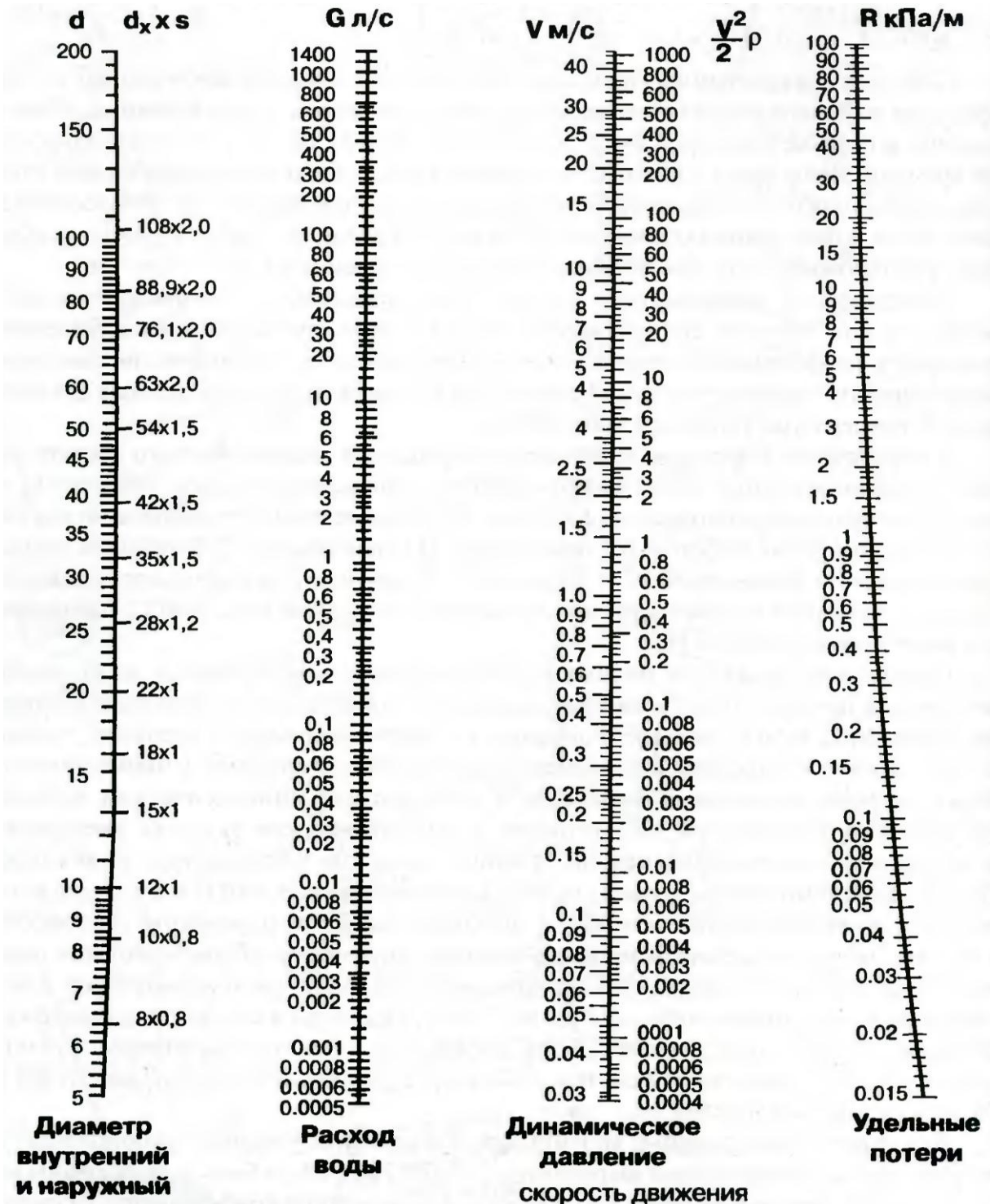


Рис. П2.1. Номограмма для гидравлического расчета медных трубопроводов (температура воды  $10^{\circ}\text{C}$ ,  $k_{\text{Э}}=0,0015$  мм)

Приложение 3.

Краткая информация по трубной изоляции «Armaflex»

Табл. ПЗ.1

Рекомендации по выбору типа и толщины трубной изоляции для систем кондиционирования и холодильных систем

Температура носителя	Низкая влажность, 60%, хорошо вентилируемые помещения	Средняя влажность, 70%, гостиницы, офисные здания	Высокая влажность, 80 %, концертные залы, общепит
+12	Трубки D, толщ. 6, 0 – 7,5 мм	Трубки D, толщ. 6, 0 – 7,5 мм	Трубки F, толщ. 9, 0 – 12,0 мм
+6	Трубки D, толщиной 6, 0 – 7,5 мм	Трубки F, толщ. 9, 0 – 12,0 мм	Трубки M, толщ. 19, 0 – 26, мм
0	Трубки F, толщ. 9, 0 – 12,0 мм	Трубки H, толщ. 13, 0 – 16,0 мм	Трубки M, толщ. 19, 0 – 26,0 мм

Табл.ПЗ.2

Технически обоснованная толщина стенки

Медн тр. мм		Сталь.тр. мм		D		F		H		M	
Вн. диам	Условн. Диам.	Вн. диам	Условн. Диам.	мм	Артик.	мм	Артик.	мм	Артик.	мм	Артик.
18	15	17.2	10	7.0	D-018	10.0	F-018	13	H-018	19	M-018
22	20	21.3	15	7.5	D-022	10.0	F-022	13	H-022	20	M-022
25	20	25		7.5	D-025	10.5	F-025	13	H-025	20.5	M-025
28	25	26.9	20	7.5	D-028	10.5	F-028	13.5	H-028	21	M-028
30	25	30		7.5	D-030	10.5	F-030	13.5	H-030	21	M-030
35	32	33.7	25	7.5	D-035	11	F-035	14	H-035	21.5	M-035
38	32	38				11	F-038				
42	40	42.4	32			11	F-042	14.5	H-042	22	M-042
		44.5				11	F-045	14.5	H-045	22.5	M-045
		48.3	40			11	F-048	14.5	H-048	22.5	M-048
54	50	54				11.5	F-054	14.5	H-054	23	M-054
57	50	57				11.5	F-057	15	H-057	23	M-057
		60.3	50			11.5	F-060	15	H-060	23.5	M-060
64		63.5				11.5	F-064	15	H-064	23.5	M-064
70		70				11.5	F-070	15	H-070	24	M-070
76.1	65	76.1	65			11.5	F-076	15	H-076	24	M-076
80						11.5	F-080	15.5	H-080	24.5	M-080
88.9	80	88.9	80			11.5	F-089	15.5	H-089	24.5	M-089

Приложение 4.

Ручной балансировочный клапан MSV-I и запорный клапан MSV-M

Предназначены для совместного использования в системах нагрева-ния и охлаждения. Клапан MSV-I сочетает в себе функции переменного гидравлического сопротивления, настраиваемого вручную и запорного клапана. Клапан снабжен двумя измерительными ниппелями для подключения к измерительному прибору для точной настройки. Клапан MSV-M запорный, имеет дренажный кран.

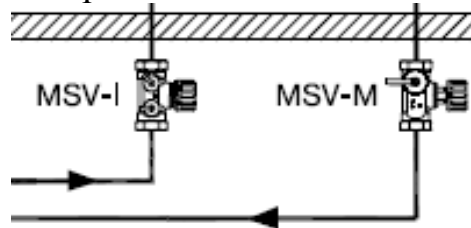


Рис.П15.1. Вид парной установки балансировочных клапанов

Табл.П4.1

Номенклатура клапанов

Комплект клапанов MSV-I и MSV-M

Эскиз клапана	Д <sub>у</sub> , мм	Пропускная способность K <sub>v</sub> , м <sup>3</sup> /ч	Размер внутр. резьбы, дюймы	Кодовый номер
	15	1,6	R <sub>p</sub> 1/2	003Z2091
	20	2,5	R <sub>p</sub> 3/4	003Z2092
	25	4	R <sub>p</sub> 1	003Z2093
	32	6,3	R <sub>p</sub> 1 1/4	003Z2094
	40	10	R <sub>p</sub> 1 1/2	003Z2095
	50	16	R <sub>p</sub> 2	003Z2096

Технические данные

Условное давление ..... 16 бар.  
 Испытательное давление ..... 25 бар.  
 Максимальный перепад давлений на клапане ..... 1,5 бар (150 кПа).  
 Температура среды ..... от -20 до 120 °С.

Табл.П4.2

Значение K<sub>v</sub> при различных настройках клапанов MSV-I и USV-I

Д <sub>у</sub> , мм	K <sub>v</sub> , м <sup>3</sup> /ч, при разном количестве оборотов шпинделя клапана от закрытого положения								
	0,2	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,2	
15	0,2	0,4	0,8	1,1	1,3	1,5	1,6	1,6	
20	0,3	0,7	1,3	1,7	2	2,3	2,5	2,5	
25	0,4	1,1	1,9	2,7	3,3	3,6	3,9	4	
32	0,7	1,7	3,1	4,3	5,2	5,7	6,1	6,3	
40	0,9	2,1	4,2	5,9	7,4	8,7	9,7	10	
50	1,7	4,1	7,6	10,5	12,7	14	15,2	16	



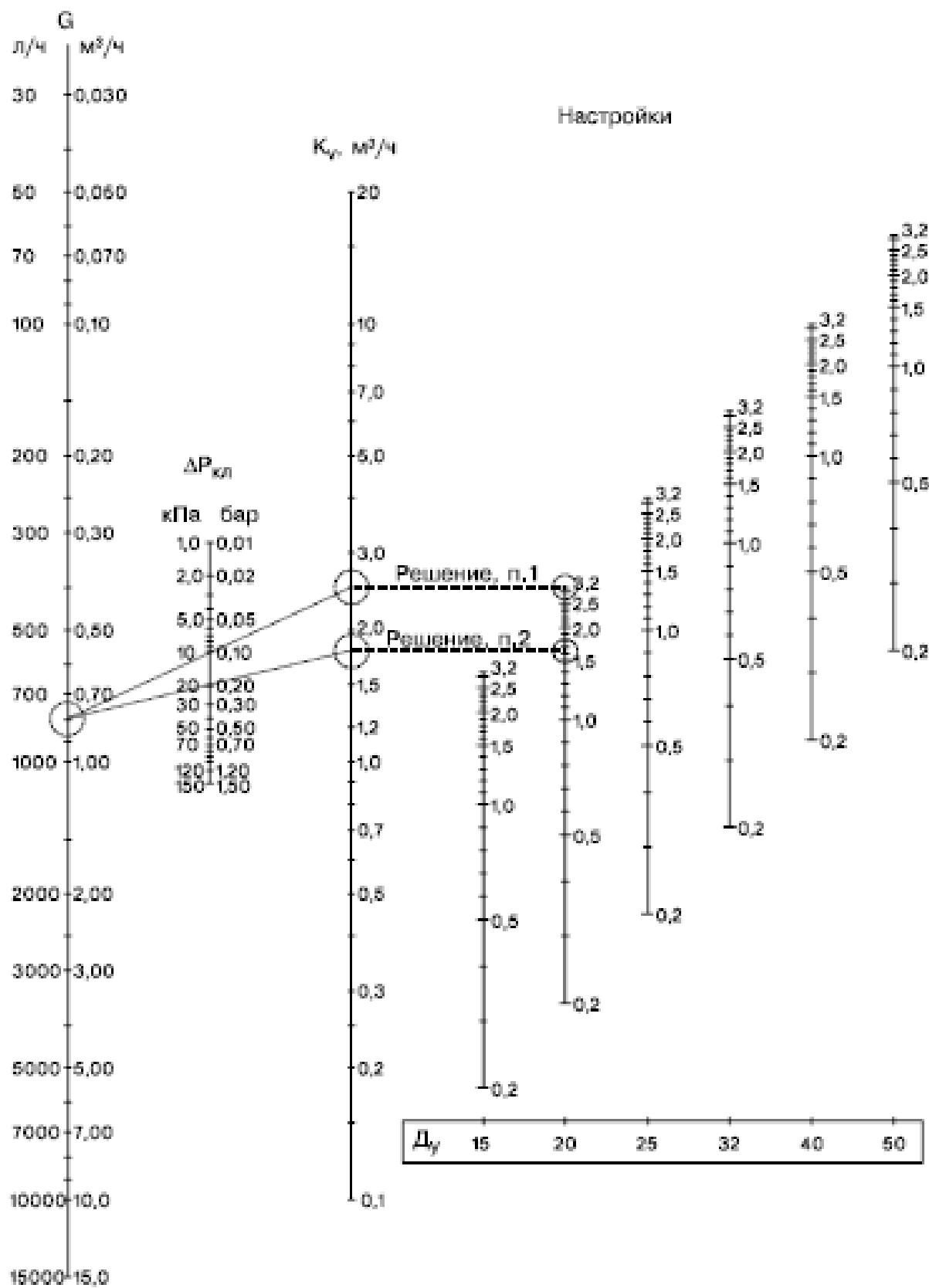


Рис.П4.2. Диаграмма настройки клапанов MSV-I

Ручной балансировочный клапан MSV-C

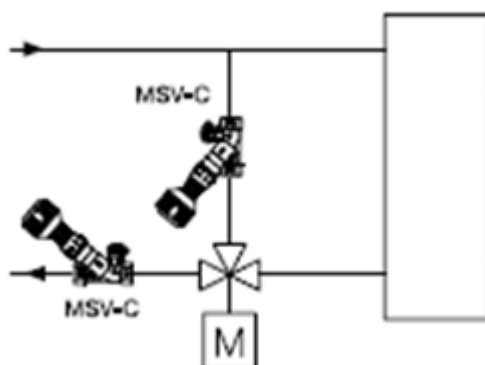


Рис. П5.1. Схема возможного использования клапана

Табл.П5.1

Номенклатура клапана с измерительными ниппелями

Клапан MSV-C с измерительными ниппелями и диафрагмой

Эскиз клапана	Материал корпуса	D <sub>р</sub> , мм	Пропускная способность, м <sup>3</sup> /ч		Размер внутр. резьбы, дюймы	Кодовый номер
			клапана K <sub>vs</sub> (общая)	измерительной диафрагмы K <sub>vs</sub>		
	Коррозионностойкая латунь	15	1,8	1,8	R <sub>p</sub> 1/8	003Z3001 <sup>U</sup>
		20	3,8	4,1	R <sub>p</sub> 3/8	003Z3002 <sup>U</sup>
		25	7	7,5	R <sub>p</sub> 1	003Z3003 <sup>U</sup>
		32	14	16,5	R <sub>p</sub> 1 1/4	003Z3004 <sup>U</sup>
		40	20	23	R <sub>p</sub> 1 1/2	003Z3005 <sup>U</sup>
		50	41	47,4	R <sub>p</sub> 2	003Z3006 <sup>U</sup>
	Латунь	15	1,8	1,8	R <sub>p</sub> 1/8	003Z3020
		20	3,8	4,1	R <sub>p</sub> 3/8	003Z3021
		25	7	7,5	R <sub>p</sub> 1	003Z3022
		32	14	16,5	R <sub>p</sub> 1 1/4	003Z3023
		40	20	23	R <sub>p</sub> 1 1/2	003Z3024
		50	41	47,4	R <sub>p</sub> 2	003Z3025

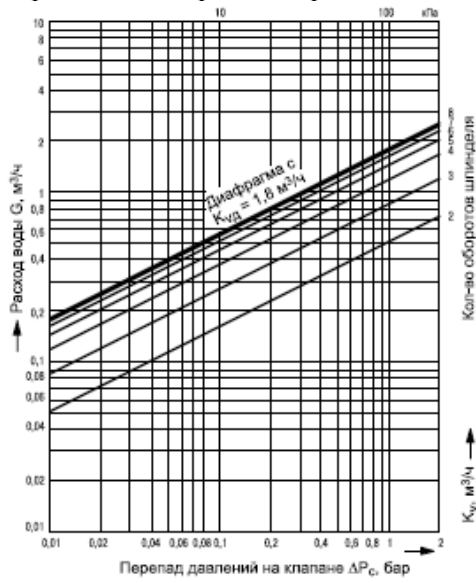
Технические данные (с сокращением)

Условное давление ..... 16 бар.  
 Испытательное давление ..... 25 бар.  
 Максимальный перепад давлений на клапане ..... 1,5 бар (150 кПа).  
 Минимальный перепад давлений на клапане ..... 0,01 бар (1 кПа).  
 Максимальная температура перемещаемой среды ..... 120 °С.  
 Минимальная температура перемещаемой среды ..... -10 °С.  
 Холодоноситель ..... раствор гликоля в воде.

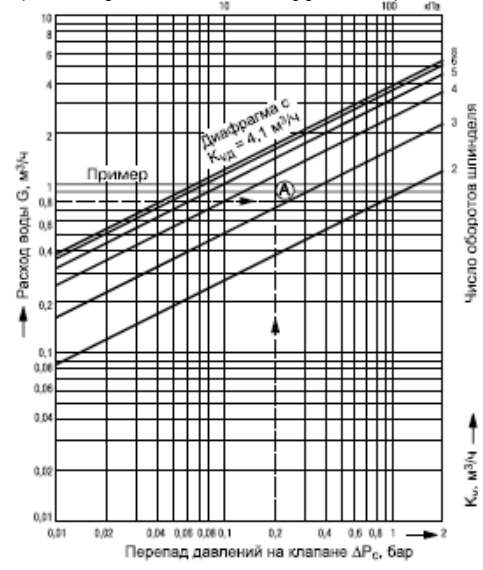
Табл.П5.2

Диаграммы подбора и настройки клапанов MSV-C (с измерительной диафрагмой)

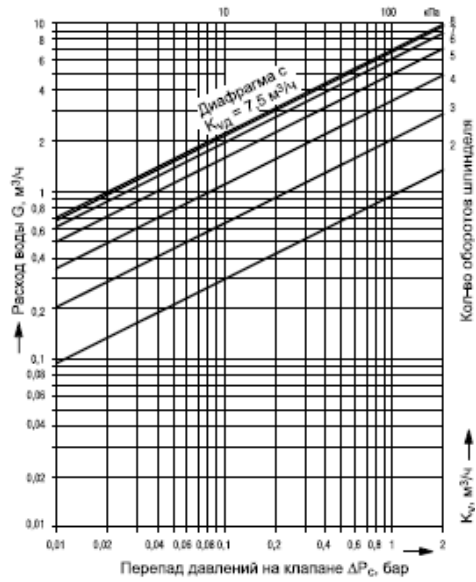
$D_y=15\text{ мм}$



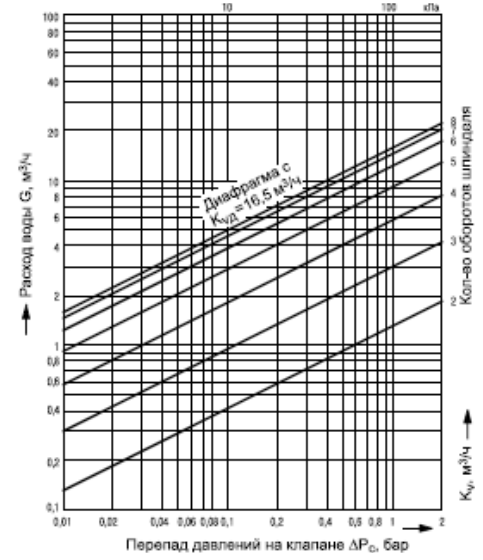
$D_y=20\text{ мм}$



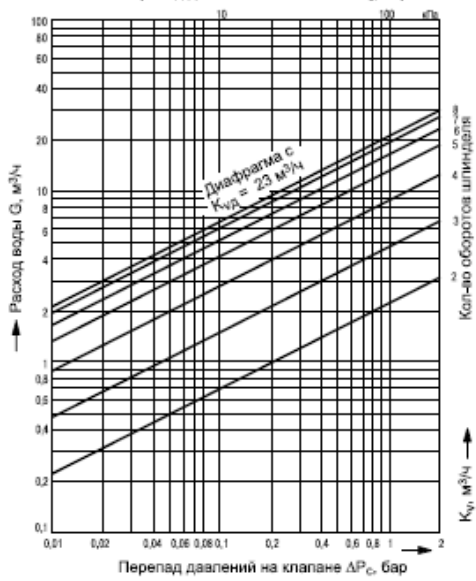
$D_y=25\text{ мм}$



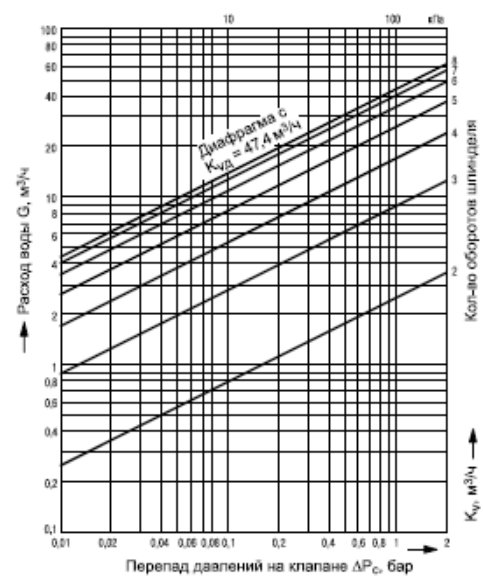
$D_y=32\text{ мм}$



$D_y=40\text{ мм}$



$D_y=50\text{ мм}$



Клапаны регулирующие седельные: проходной (двухходовой) VRB2 и трехходовой VRB3



Рис. П6.1. Клапаны регулирующие седельные двухходовой VRB2 и трехходовой VRB3 с внутренней и наружной резьбой для присоединения

Клапан VRB2 и VRB3 из красной бронзы преднаызначены для применения в системах тепло- и холодоснабжения зданий.

Основные технические характеристики:

- условное давление 16 бар;
- условный диаметр 15 ÷ 50 мм;
- регулируемая среда: вода ил 50% водный раствор гликоля;
- температура регулируемой среды: -10 ÷ 130 °С, при температуре от -10 до 2°С требуется подогрев штока;
- пропускная способность  $k_{vs} = 0,63 - 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- комбинируются приводами AMV(E)435, AMV(E)438SU.

У двухходового клапана логарифмическая характеристика регулирования. У трехходового клапана характеристика регулирования на проход логарифмическая и на ответвление – линейная.

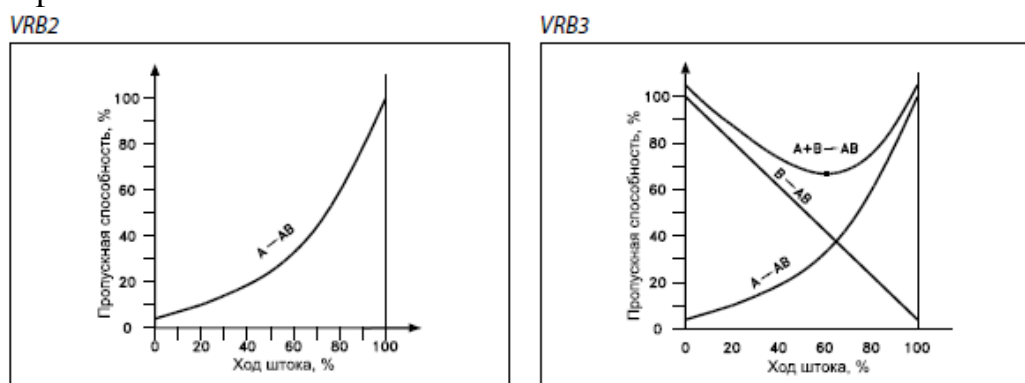


Рис. П6.2. Характеристики регулирования клапанов VRB2 и VRB3

При монтаже клапана необходимо, чтобы направление движения регулируемой среды совпадало с направлением, указанным на его корпусе: всегда от входа А (у двухходового клапана) или от входов А и В (у трех-

ходовых клапанов) к выходу АВ при использовании клапана для смешения потоков. При использовании клапана для разделения потоков регулируемая среда должно входить в порт АВ и выходить из портов А и В.

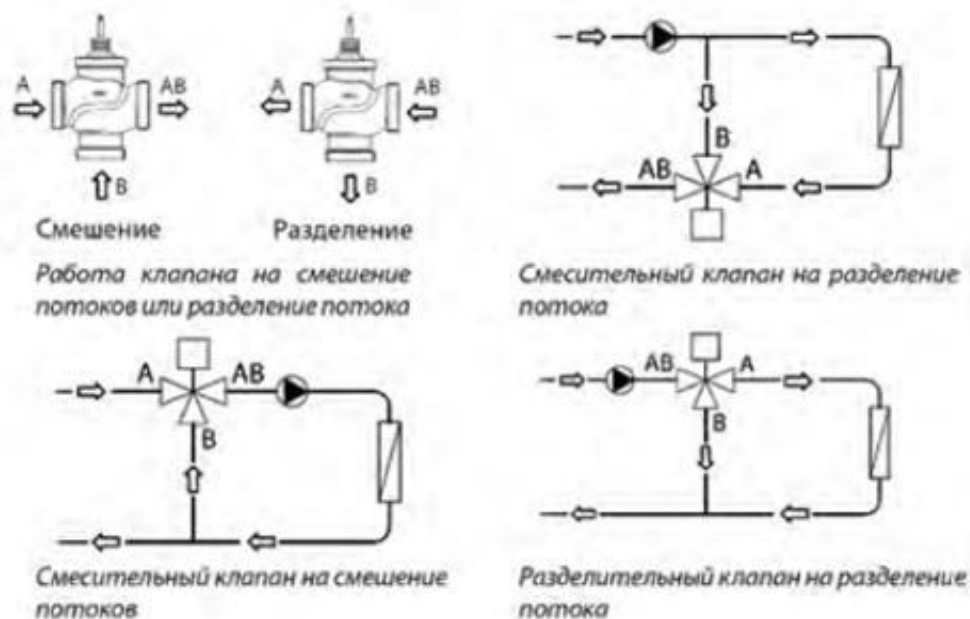


Рис. П6.3. Варианты правильного использования трехходового клапана VRB3 для смешивания и разделения потоков регулируемой среды

Табл.П6.1

Номенклатура клапанов VRB2 и VRB3

$D_v$	$k_{vs}, \text{м}^3/\text{ч}$	$D_v$	$k_{vs}, \text{м}^3/\text{ч}$
15	0,63	20	6,3
15	1,0	25	10,0
15	1,6	32	16,0
15	2,5	40	25
15	4,0	50	40

Клапан может быть установлен в любом положении, кроме электроприводом вниз, чтобы на привод не попадала вода из неплотностей клапана.

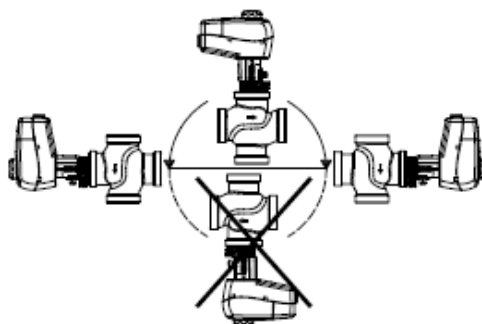
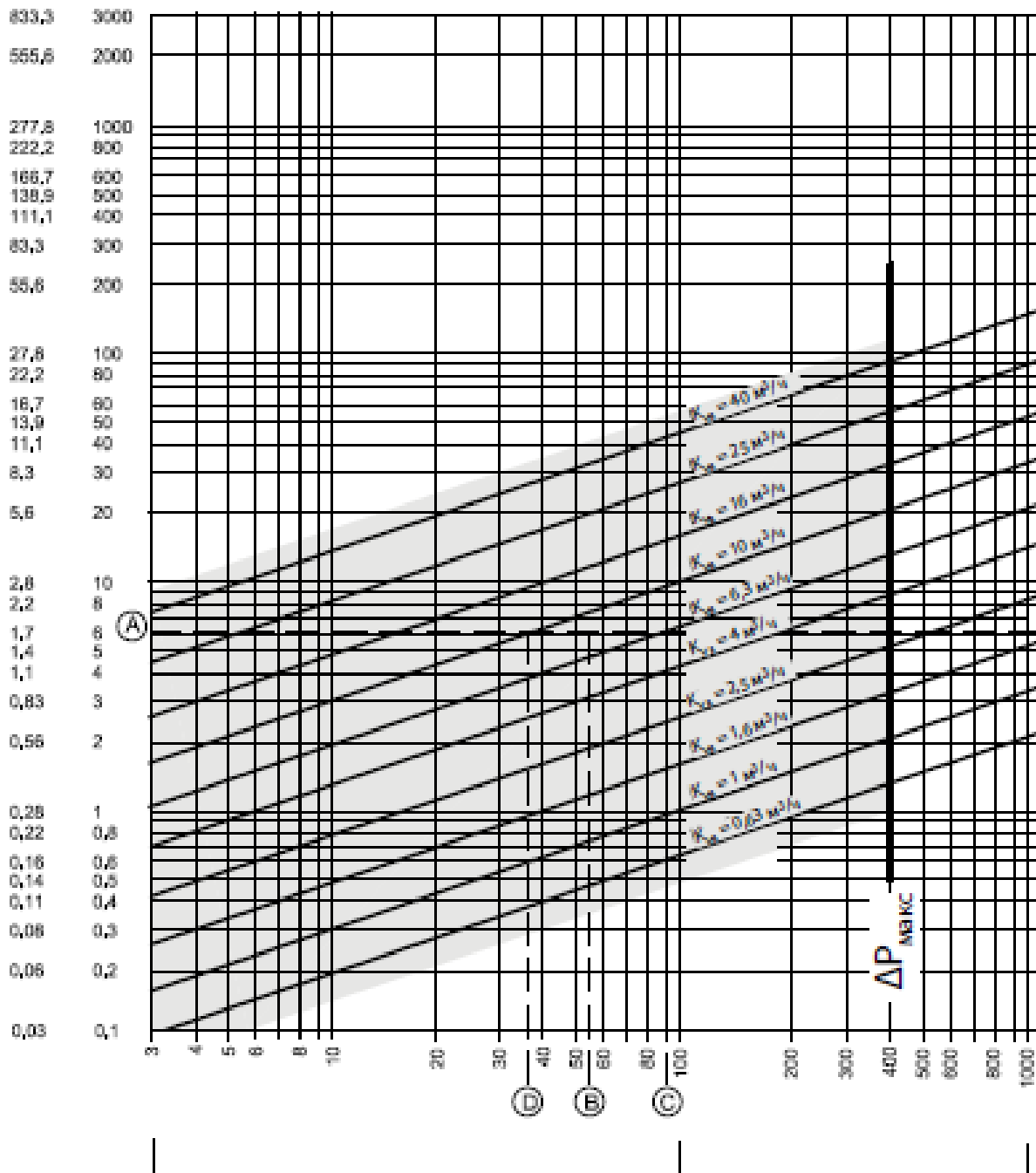


Рис. П6.4. Допустимые положения при монтаже клапана

Расход среды  $G$ ,  
кг/с  $\text{м}^3/\text{ч}$



Перепад давлений на клапане  $\Delta P_{\text{кл}}$ , кПа

Рис.П6.5. Номограмма для подбора клапанов VRB2, VRB3

**Фирма «ВЕЗА»**  
**Чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора АКВА-МАКК**  
**(с сокращением)**



**Рис.П7.1 Общий вид чиллера АКВА-МАКК**

АКВА-МАКК — это водоохлаждающий агрегат (чиллер) для наружного монтажа, производства компании «ВЕЗА». Выполнен в едином корпусе, в состав которого входят: конденсатор, вентилятор, компрессор, испаритель, холодильная автоматика, блок управления и коммутации.

В стандартной комплектации агрегат заправлен озонобезопасным хладагентом R410A. По запросу АКВА-МАКК может быть заказан в специальном исполнении: хладагент R407C и R134A. Диапазон рабочих температур окружающего воздуха от +5 до +40 °С (в базовой комплектации).

В модельном ряду представлены агрегаты холодопроизводительностью от 30 до 640 кВт.

### **Конструкция агрегата**

#### **Рама**

Сконструирована специально для наружной установки. Опорная рама и каркас изготовлены из прочной оцинкованной листовой стали. Все части покрыты полиэфирной краской. Стенки выполнены из профилированного алюминия. Устойчивый каркас обеспечивает легкий доступ к внутренним компонентам агрегата для проведения текущего обслуживания и ремонта.

#### **Компрессор**

Агрегат укомплектован герметичными спиральными компрессорами. Все компрессоры оснащены системой подогрева масла в картере, электронной тепловой защитой. По индивидуальному заказу, АКВА-МАКК может быть изготовлен на базе поршневых или винтовых компрессоров.

#### **Воздушный конденсатор**

Теплообменник изготовлен из медных труб с алюминиевым оребрением. Шаг оребрения подобран так, чтобы обеспечить максимальную эффективность теплообмена.

#### **Теплообменник вода-хладагент**

Пластинчатый паяный теплообменник. Для предотвращения образования конденсата теплообменники теплоизолированы с помощью неопренового покрытия. Оснащенный термостатом электрический нагреватель, позволяет избежать замораживания испарителя при отключенном агрегате.

Кожухотрубный теплообменник с непосредственным кипением хладагента. Снаружи стальной кожух теплоизолирован для защиты от конденсации. Для лучшего теплообмена медные трубы имеют внутреннее оребрение. Трубы развальцованы в трубных решетках. Электрический нагреватель обеспечивает защиту теплообменника от замораживания на время остановки агрегата.

#### **Специальное исполнение агрегата предусматривает следующие характеристики АКВА-МАКК:**

- 1) Полугерметичные поршневые и винтовые компрессора.
- 2) Озонобезопасные хладагенты — R407C и R134A для поршневых и винтовых компрессоров соответственно.
- 3) Использование конденсаторов водяного охлаждения и выносных конденсаторов воздушного охлаждения.

#### **Водяной контур (гидромодуль).**

Включает в себя основные компоненты гидравлической системы. Благодаря этому облегчается выполнение электрических и гидравлических соединений, сокращается время и стоимость монтажа агрегата.

Для специальных применений агрегат может быть оборудован встроенным баком-накопителем (по заказу).

По требованию заказчика в агрегате можно установить второй насос, который будет находиться в дежурном режиме. При нормальной работе агрегата насосы автоматически переключаются с заданной периодичностью. В случае выхода из строя основного насоса автоматически включается насос, находящийся в дежурном режиме. Для обеспечения надежной работы агрегата гидромодуль с двумя насосами оснащается обратными клапанами.

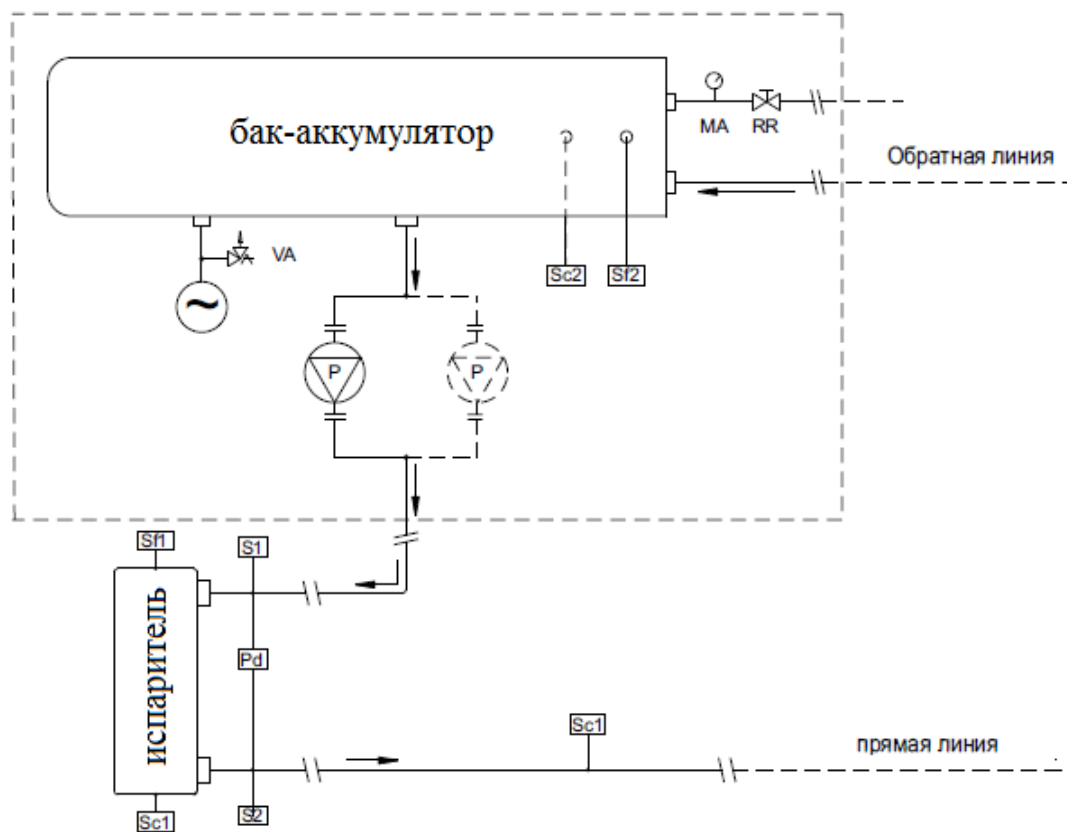


Рис. П7.2. Схема гидромодуля с 2 насосами и баком-аккумулятором:

- P** – Моноблочный горизонтальный центробежный насос
- MA** – Манометры для измерения давления теплоносителя
- Pd** – Дифференциальное реле давления
- RT** – Реле протока
- SC** – Нагнетательный клапан
- S1** – Датчик температуры на входе теплообменника
- S2** – Датчик температуры на выходе теплообменника
- SF** – Воздуховыпускной клапан
- VA** – Предохранительный клапан на 3 бар
- VE** – Расширительный бак с предварительно созданным давлением для бака аккумулятора
- VR** – Обратный клапан (только если установлен второй насос)
- FI** – Водяной фильтр на входе (стандартная комплектация)



## Расшифровка обозначения моделей

АКВА-МАКК-350-R410А-П-С-0



**АКВА-МАКК-350-R410А-П-С-0** — агрегат компрессорный водоохлаждающий со встроенным воздушным конденсатором, холодопроизводительностью 350 кВт, использующий хладагент R410А, с пластинчатым теплообменником испарителя, в стандартном исполнении, без модификаций.

## АКВА-МАКК 40-200



Спиральный компрессор,  
Хладагент R410A,  
Охлаждение 39,5-207 кВт

### Технические особенности

- 14 типоразмеров
- Широкий модельный ряд
- Номинальная холодопроизводительность: 40-200 кВт
- Высокая эффективность
- Интеллектуальный контроль производительности
- Низкий уровень энергопотребления
- Надежная защита и управление
- Пластинчатый или кожухотрубный испаритель

Табл. П7.1 Технические данные чиллера МАКК 40-200 (начало)

Модель АКВА-МАКК	40	45	50	55	65	80	90
Напряжение питания, V/ph/Hz	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N
Производительность (только охлаждение)							
Холодопроизводительность, кВт	39,2	44,3	51,9	58,9	65	77,6	88,5
Полная мощность на входе, кВт	13,5	15,6	18,1	20,5	23,5	26,8	31,3
Холодильный коэффициент	2,9	2,84	2,87	2,87	2,77	2,9	2,83
Интегр. хол. коэффициент	4,41	4,37	4,44	4,33	4,33	4,23	4,41
ТЕПЛООБМЕННИКИ							
Теплообменник испарителя							
Поток воды, м³/ч	6,76	7,62	8,94	10,1	11,2	13,4	15,2
Падение давления, кПа	36,3	34,1	36,3	33,4	33,4	33,9	54,1
КОМПРЕССОРЫ							
Количество компрессоров	2	2	2	2	2	2	2
Количество контуров	1	1	1	1	1	1	1
УРОВЕНЬ ШУМА							
Звуковое давление, дБ(а)	51	51	52	52	52	53	54
Звуковая мощность, дБ(а)	83	83	84	84	84	85	86
РАЗМЕРЫ И ВЕС							
А, мм	1755	1755	1755	2290	2290	2290	2290
В, мм	1195	1195	1195	1195	1195	1195	1195
Н, мм	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885
Вес в рабочем состоянии, кг	470	480	490	540	550	570	660

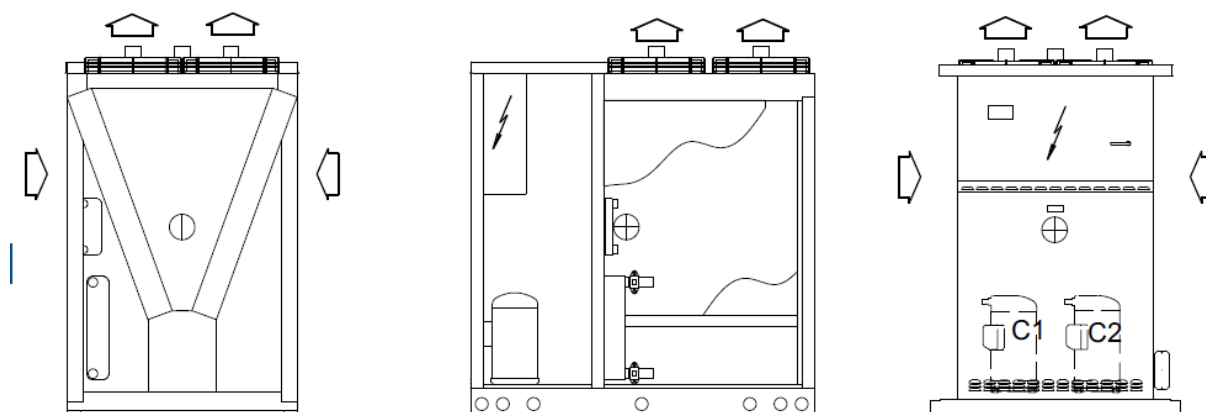


Рис. П7.3 Виды чиллера МАКК 40-90

## АКВА-МАКК 40-200 (продолжение)



### Дополнительное оборудование:

- Система, уменьшения пиковых значений тока
- Резиновые виброизоляторы
- Реле протока воды через испаритель
- Реле контроля последовательности фаз
- Дистанционный контроль за работой
- Выходы вкл/выкл. компрессора
- Манометры ВН и НД
- Датчик ВД и НД
- Гидро модуль (модификация с накопительным баком – как опция)
- Электронный терморегулирующий вентиль

Табл. П7.1 Технические данные чиллера МАКК 40-200 (окончание)

Модель АКВА-МАКК	100	115	130	145	170	190	200
Напряжение питания, V/ph/Hz	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N
Производительность (только охлаждение)							
Холодопроизводительность, кВт	102	114	127	144	166	189	207
Полная мощность на входе, кВт	35,4	40,1	44,9	52,3	57,7	67,9	77,9
Холодильный коэффициент	2,88	2,86	2,84	2,76	2,87	2,79	2,65
Интегр. хол. коэффициент	4,04	4,13	4,13	4,24	4,08	4,15	4,89
ТЕПЛООБМЕННИКИ							
Теплообменник испарителя							
Поток воды, м <sup>3</sup> /ч	17,6	19,7	21,9	24,8	28,5	32,6	35,6
Падение давления, кПа	49,9	51,3	49,1	52,1	49,3	49,8	59,2
КОМПРЕССОРЫ							
Количество компрессоров	2	2	2	2	2	2	2
Количество контуров	1	1	1	1	1	1	1
УРОВЕНЬ ШУМА							
Звуковое давление, дБ(а)	56	56	56	57	58	58	59
Звуковая мощность, дБ(а)	88	88	88	89	90	90	91
РАЗМЕРЫ И ВЕС							
А, мм	2825	2825	2825	3360	3380	3980	3980
В, мм	1195	1195	1195	1195	1195	1195	1195
Н, мм	2010	2010	2010	2010	2010	2010	2010
Вес в рабочем состоянии, кг	830	870	900	980	1130	1110	1140

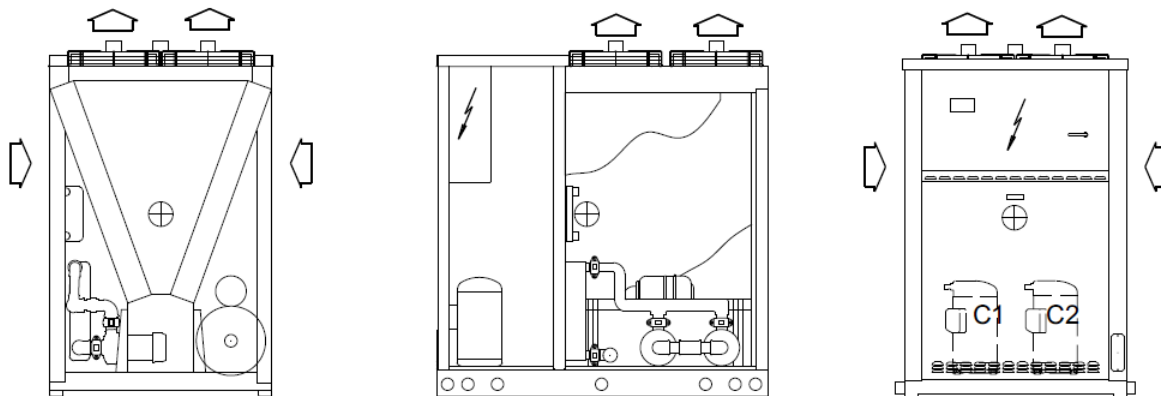


Рис. П7.4. Виды чиллера МАКК 100-200

## АКВА-МАКК 200-420



Спиральный компрессор,  
Хладагент R410A,  
Охлаждение 200-420 кВт

### Технические особенности

- 9 типоразмеров
- Хладагент R410A
- Два холодильных контура
- Четыре спиральных компрессора
- Номинальная холодопроизводительность 200 - 420 кВт
- Теплообменник оптимизирован для работы с R410A
- Режим охлаждения при температуре наружного воздуха до 46 С.
- Механический терморегулирующий вентиль (электронный – опция)
- Надёжная защита и управление

Табл. П7.2 Технические данные чиллера МАКК 200-420

Модель АКВА-МАКК	200	220	250	290	300	330	360	380	420
Напряжение питания, V/ph/Hz	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N
Производительность (только охлаждение)									
Холодопроизводительность, кВт	194	218	248	289	308	327	354	379	413
Полная мощность на входе, кВт	66,7	78,9	88,6	99	108	118	124	130	148
Холодильный коэффициент	2,91	2,76	2,8	2,92	2,85	2,76	2,85	2,91	2,8
Интегр. хол. коэффициент	4,39	4,3	4,41	4,26	4,27	4,18	4,16	4,24	4,04
ТЕПЛООБМЕННИКИ									
Теплообменник испарителя									
Поток воды, м³/ч	33,4	37,5	42,7	49,8	53,1	35,6	61	65,2	71,2
Падение давления, кПа	47,1	47,8	50,4	54,8	46,8	52,5	54	43,8	52,2
КОМПРЕССОРЫ									
Количество компрессоров	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Количество контуров	2	2	2	2	2	2	2	2	2
УРОВЕНЬ ШУМА									
Звуковое давление, дБ(а)	61	62	63	63	63	63	64	64	64
Звуковая мощность, дБ(а)	92	93	94	95	95	95	96	96	96
РАЗМЕРЫ И ВЕС									
А, мм	3160	3160	3160	4335	4335	4335	3905	3905	3905
В, мм	2250	2250	2250	2250	2250	2250	2260	2260	2260
Н, мм	2170	2170	2170	2170	2170	2170	2450	2450	2450
Вес в рабочем состоянии, кг	1680	1830	1830	2250	2300	2330	2770	2770	2800

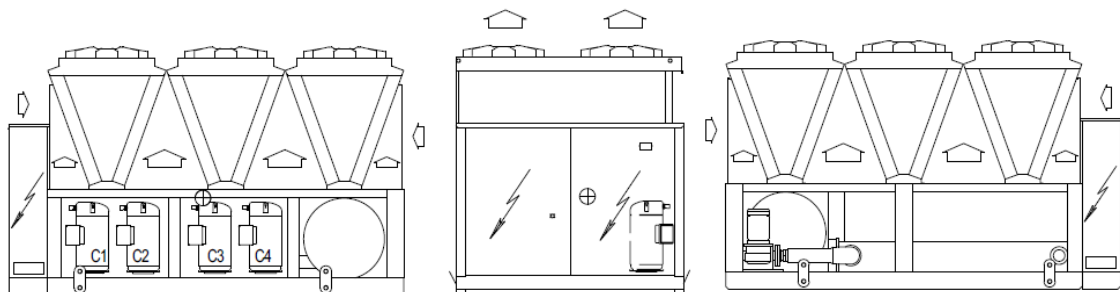


Рис. П7.5. Виды чиллера МАКК 200-420