

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



**ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ**

Кафедра Теплогазопостачання і вентиляції

Методичні вказівки

**з дисципліни «Кондиціонування повітря
багатофункціональних будівель»
до виконання курсової роботи**

Підбір системи кондиціонування повітря офісного центру

**для студентів освітнього рівня магістр професійній
спеціальність - 192 Будівництво та цивільна інженерія
освітня програма Теплогазопостачання та вентиляція**

Одеса 2020

УДК 697.9 (075.8)

"ЗАТВЕРДЖЕНО"

Вченою радою

Інституту гідротехнічного будівництва та цивільної інженерії
протокол № 5 від 27 березня 2020 р

УКЛАДАЧІ:

Ісаєв В.Ф., к.т.н., доцент
Вишневська О.В., асистент

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Жиров Е.Г. - технічний спеціаліст ТОВ «DDU GRUP»
Семенов С.В. - к.т.н., доцент кафедри опалення,
вентиляції та охорони повітряного басейну Одеської
державної академії будівництва та архітектури

Відповідальний за випуск:

Елькін Ю.Г., к.т.н., доцент, зав. кафедрою Теплогазопостачання і вентиляції

	Зміст	стор.
	Зміст	3
	Інтернет посилання на програмне забезпечення	4
	Склад курсової роботи	4
1	Приклад підбору системи кондиціонування повітря офісного центру	5
1.1	Вихідні дані	5
1.2	Визначення параметрів зовнішнього повітря	6
1.3	Параметри внутрішнього повітря	6
1.4	Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій	6
1.5	Складання теплового балансу (Літній період)	7
1.5.1	Визначення теплового навантаження на кондиціонер	7
1.5.2	Визначення теплового навантаження на фанкойли	8
1.6	Складання теплового балансу (Зимовий період)	13
1.6.1	Визначення теплового навантаження на кондиціонер	13
1.6.2	Визначення теплового навантаження на фанкойли	13
1.7	Баланс вологи	14
1.8	Визначення повітрообміну	15
1.9	Розрахунок розподілу повітря в приміщеннях	15
1.10	Аеродинамічний розрахунок повітророзподільної мережі	19
1.11	Підбір припливно-витяжного апарату	21
1.11.1	Підготовка програми WinClimII до розрахунку	21
1.11.2	Розрахунок секцій припливного агрегату в літній період	24
1.11.2.1	Розрахунок теплообмінника	24
1.11.2.2	Розрахунок камери зрошення	27
1.11.2.3	Розрахунок секції другого підігріву	29
1.11.3	Розрахунок секцій припливного агрегату в зимовий період	31
1.11.3.1	Розрахунок теплообмінника	31
1.11.3.2	Розрахунок секції першого підігріву	34
1.11.3.3	Розрахунок камери зрошення	35
1.11.3.4	Розрахунок секції другого підігріву	35
1.11.3.5	Підбір припливного вентагрегата	36
1.12	Підбір фанкойлів	40
1.12.1	Приклад підбору фанкойлів і складання зведеної таблиці їх характеристик	41
1.13	Гідравлічний розрахунок системи холодопостачання	45
1.14	Питання для самостійного розгляду	59
	Література	60
	Додатки	61

Інтернет посилання на програмне забезпечення:

1. Фірма TROX (EASY PRODUCT FINDER: DESIGN PROGRAMME)
<https://www.trox.de/en/mytrox/easy-product-finder-design-programme-ff6bb52b92a8aa3e>
2. Програми фірми WESPER
www.wesper.co.uk

Склад курсової роботи

Графічна частина

Обсяг графічної частини роботи 1 аркуш формату А1 в складу:

1. План поверху офісної будівлі з нанесенням повітропроводів і розподільників повітря припливної та витяжної систем кондиціонування,
М 1:100;
2. План поверху будівлі з розміщенням систем холодопостачання і фанкойлів, М 1:50;
3. План покрівлі будівлі з розміщенням кондиціонера і з нанесенням повітропроводів і трубопроводів системи холодопостачання, М 1: 100;
4. Аксонометрична схема припливної та витяжної частини системи кондиціонування, М 1: 100;
5. Аксонометрична схема системи холодопостачання, М 1: 100;
6. Схема припливно-витяжної кондиціонера Wesper, вид збоку, М 1:10;
7. Специфікація обладнання.

Склад розрахунково-пояснювальної записки

1. Визначення параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря;
2. Розрахунок теплового балансу для літнього та зимового періодів року;
3. Розрахунок балансу вологи для літнього та зимового періодів року;
4. Визначення повітрообміну;
5. Розрахунок розподілу повітря в приміщеннях;
6. Аеродинамічний розрахунок повітророзподільної мережі;
7. Підбір припливно-витяжного кондиціонера;
8. Підбір фанкойлів;
9. Гідравлічний розрахунок системи холодопостачання.

1. Приклад підбору системи кондиціювання повітря офісного центру

1.1 Вихідні дані

Є одноповерхова офісна будівля. (рис.1). Висота поверху $h=3,8$ м

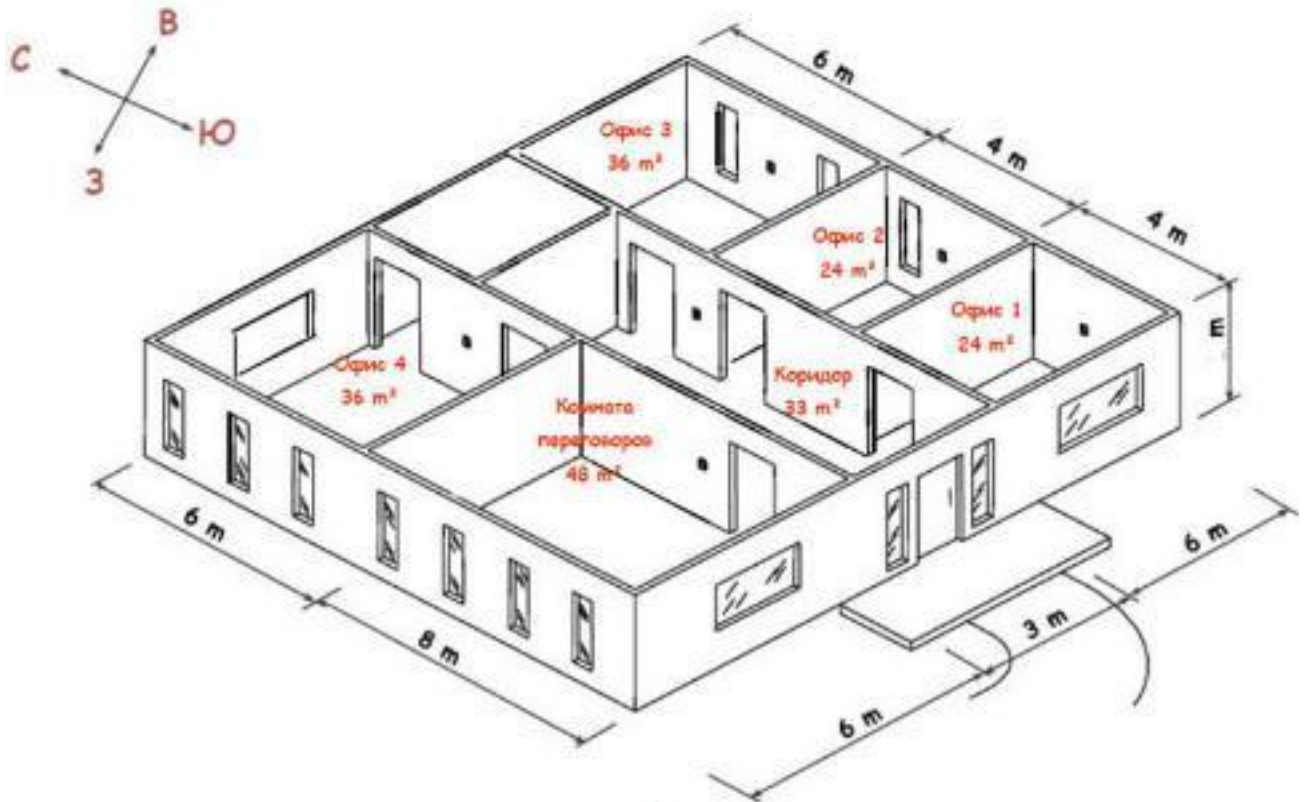


Рис. 1 Планування офісної будівлі

Необхідно підібрати припливно-витяжний кондиціонер з перехрестно-точним теплообмінником (рекуператором), фанкойли. Район дислокації офісної будівлі м. Луганськ.

Дані про розрахункову кількість службовців в офісах і про тепловиділення від електричних приладів та оргтехніки наведені в табл.1

Табл. 1 Дані про кількість людей і тепловиділення в офісних приміщеннях

Найменування приміщень	Люди, чол	Оргтехніка, Вт
1 Офіс 1	4	700
2 Офіс 2	4	700
3 Офіс 3	6	1000
4 Кімната переговорів	10	500
5 Офіс 4	6	1000
6 Коридор	2	-

1.2 Визначення параметрів зовнішнього повітря

З додатку Д.1 виписуємо параметри зовнішнього повітря для м. Луганська. (параметри Б).

Географічна широта -48° с.ш., барометричний тиск $-P_6=101325$

Па. Для літнього періоду $-t_H=31,8^{\circ}\text{C}$, $I_H=58,6$ кДж/кГ, $v=1,0$ м/с.

Для зимового періоду $-t_H=-25^{\circ}\text{C}$, $I_H=-24,3$ кДж/кГ, $v=5,2$ м/с.

1.3 Параметри внутрішнього повітря

У літній період року для створення комфортних умов на робочих місцях і виключення простудних захворювань приймаємо температуру повітря на 8°C менше ніж зовнішня температура $t_H=31,8^{\circ}\text{C}$, т.е. t_B 24°C . Відносна вологість $-\phi_B=50\%$. Рухливість повітря в робочій зоні не більше $0,2$ м/с. Відхилення температури в припливній струме від нормованої температури повітря в обслуговуваній зоні $t=1,5^{\circ}\text{C}$. Приймаємо температуру повітря, що видаляється витяжною вентиляцією з верхньої зони приміщення на 2°C більше ніж t_B , тобто $t_Y=26^{\circ}\text{C}$, а відносну вологість $-\phi_Y=40\%$.

У зимовий період року $t_B=20^{\circ}\text{C}$. Відносна вологість $-\phi_B=50\%$. Рухливість повітря в робочій зоні не більше $0,2$ м/с. Відхилення температури в припливній струмені від нормованої температури повітря в обслуговуваній зоні $t=1,5^{\circ}\text{C}$. Приймаємо температуру повітря, що видаляється витяжною вентиляцією з верхньої зони приміщення $t_Y=22^{\circ}\text{C}$, а відносну вологість $-\phi_Y=40\%$.

1.4 Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій

Теплотехнічний розрахунок виконуємо для літнього періоду року за допомогою програми **SynRad 2.0**. У всіх варіантах розрахункові шари огорожувальних конструкцій приймаємо згідно табл.2 і 3

Табл. 2 Розрахункові шари зовнішньої стіни:

№№	Найменування шару	Товщина, δ , м	Щільність, ρ , кг/м ³	Коефіцієнти	
				тепло-провідності, λ , [Вт/(м ² С°)]	тепло-засвоєння, S, [Вт/(м ² С°)]
1	Цементно піщаний роствір	0.02	1800.00	0.93	11.09
2	Цегла керамічна пустотна	0.70	1200.00	0.52	6.62
3	Теплоізоляція з мат мінераловатних	0.05	125.00	0.07	0.82
4	Гіпсокартон	0.012	800.00	0.21	3.66

Табл. 3 Розрахункові шари покриття:

№№	Найменування шару	Товщина, δ, м	Щільність, ρ, кг/м ³	Коефіцієнти	
				тепло-провідності, λ, [Вт/(м ² С°)]	тепло-засвоєння, S, [Вт/(м ² С°)]
1	Два шара руберойду	0.005	600.00	0.17	3.53
2	Теплоізоляція (гравій керамзитовий)	0.20	800.00	0.23	3.60
3	Плита залізобетонна багатопустотна	0.30	2500.00	2.04	18.95
4	Теплоізоляція з мат мінераловатних	0.05	125.00	0.07	0.82
5	Гіпсокартон	0.01	800.00	0.21	3.66

При введенні розрахункових даних в програму **SynRad 2.0**, необхідно спочатку вводити дані про шари по ходу руху теплової хвилі (для літнього періоду – від зовнішнього шару до внутрішнього шару). Основне завдання програми **SynRad 2.0**. – розрахунок від сонячної радіації в літній період року.

1.5 Складання теплового балансу (Літній період)

При складанні теплового балансу необхідно враховувати, що сумарні явні і повні тепловиділення від людей враховують при підборі центрального кондиціонера (його припливної частини).

Всі інші теплонадходження умовно відносимо для асиміляції при роботі фанкойлів.

1.5.1 Визначення теплового навантаження на людей

$\Sigma Q_{\text{люд}}^{\text{п}}$, $\Sigma Q_{\text{люд}}^{\text{я}}$ – повні і явні теплонадходження від людей

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{\text{люд}}^{\text{п}} &= g_{\text{п}} * \Sigma n, \quad \text{кДж} / \text{ч} \\ \Sigma Q_{\text{люд}}^{\text{я}} &= g_{\text{я}} * \Sigma n, \quad \text{кДж} / \text{ч} \end{aligned} \quad (1)$$

где $q_{\text{п}}$, $q_{\text{я}}$ – повні і явні теплонадходження від однієї людини, див. Д.2; Σn – сумарна кількість людей у всіх приміщеннях будівлі. При температурі $t_{\text{в}}=24^{\circ}\text{C}$

- $q_{\text{п}}=523$ кДж/год
- $q_{\text{я}}=239$ кДж/год

Загальна кількість людей в приміщеннях будівлі – $\Sigma n=32$ чел

$$Q_{\text{люд}}^{\text{п}} = 523 * 32 = 16736 \approx 16740, \quad \text{кДж} / \text{ч}$$

$$Q_{\text{люд}}^{\text{я}} = 239 * 32 = 7648 \approx 7650, \text{кДж} / \text{ч}$$

1.5.2 Визначення теплового навантаження на фанкойли

Кількість явних тепловиділень в приміщенні, величину яких асимілюють фанкойли, визначається за формулою (2)

$$Q_{\text{фанк}}^{\text{Я}} = Q_{\text{оргтех}} + Q_{\text{сол}}^{\text{рад}} + Q_{\text{тепл}}, \text{ Вт} \quad (2)$$

тут $Q_{\text{оргтех}}$ - теплонадходження від електричного освітлення, оргтехніки та різних приладів в розрахунковому приміщенні, (приймаємо згідно завдання);

$Q_{\text{сол}}^{\text{рад}}$ - теплонадходження від сонячної радіації через віконні прорізи,

зовнішні огорожувальні конструкції (стіни і покриття);

$Q_{\text{тепл}}$ - теплонадходження через зовнішні огорожувальні конструкції за рахунок теплопередачі (перепаду температур).

Розглянемо на прикладі розрахунок $Q_{\text{фанк}}^{\text{Я}}$

Для **Офісу 1** теплонадходження $Q_{\text{оргтех}} = 500$ Вт (см. табл. 1).

Розрахунок від сонячної радіації $Q_{\text{сол}}^{\text{рад}}$ виконуємо за допомогою програми **SynRad 2.0**.

В **Офісі 1** (див. рис.1) є дві зовнішні стіни, орієнтовані на:

- Південь - розміром 6 м на 3,8 м (h), площа стіни приймаємо без врахування площі віконного прорізу, в ній розташованого;
- Схід - розміром 4 м на 3,8 м (h).

У стіні орієнтованої на Південь є один віконний отвір розміром 2.25 м на 2 м (h).

У стіні орієнтованої на Схід віконного отвору немає.

Покриття розміром 6 м на 4 м.

В **Офісі 1** (див. рис.1) є дві зовнішні стіни, орієнтовані на:

- Південь – розміром 6 м на 3,8 м (h), площа стіни приймаємо без врахування площі віконного прорізу, в ній розташованого;
- Схід – розміром 4 м на 3,8 м (h).

У стіні орієнтованої на Південь є один віконний отвір розміром 2.25 м на 2 м (h).

У стіні орієнтованої на Схід віконного отвору немає.

Покриття розміром 6 м на 4 м

Форма для введения данных программы **SynRad 2.0**. для **Офис 1** має вигляд (див. рис.2).

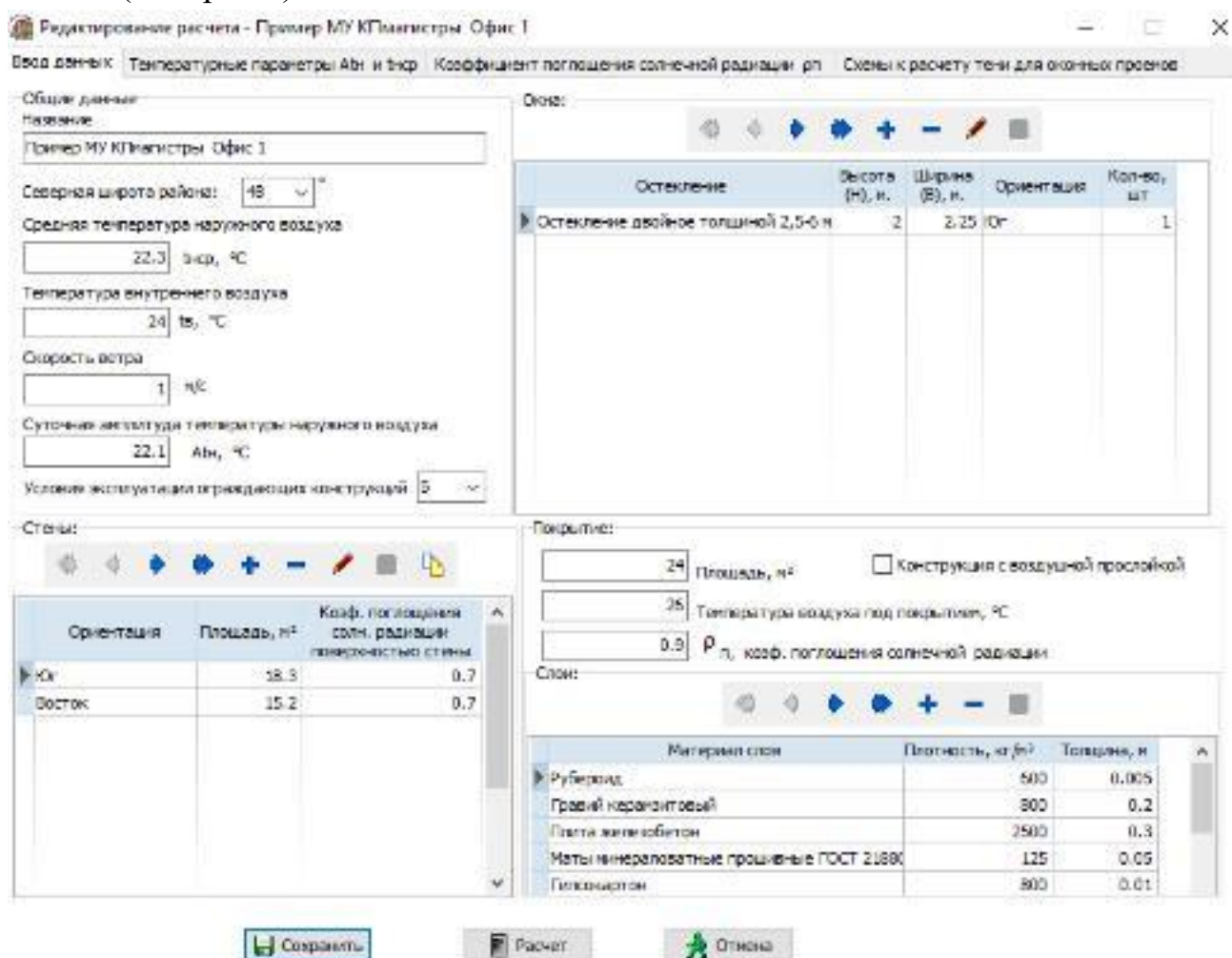


Рис. 2 Форма введения розрахункових даних програми SynRad 2.0

Результат розрахунку надходжень від сонячної радіації в **Офисі 1** наведено нижче.

Название расчета: Пример МУ КП магистры **Офис 1**

Скорость ветра: $v=1.00$ м/с

Средняя температура наружного воздуха : $t_{н.ср}=22.30$ °С

Суточная амплитуда температуры наружного воз. : $A_{тн}=22.10$ °С

Температура внутреннего воздуха : $t_{в}=24.00$ °С

Географическая широта : 48 °с.ш.

РАСЧЕТ ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЙ ЧЕРЕЗ ОСТЕКЛЕНИЕ

Окно 1 - Остекление двойное толщиной 2,5-6 мм с вн. шторами светлыми, плотными, непрозрачными

Наименование	Величина	Наименование	Величина
Ориентация	Юг	Количество окон	n=1
Высота окна	H=2.00 м	Ширина окна	B=2.25 м
Суммарная площадь окон	$\Sigma F=4.50$	Длина горизонтальных элементов	$L_1=0.30$ м

	М ²	затенения	
Длина вертикальных элементов затенения	L _в =0.30 м	Расстояние от вертикального затенения до откоса	c=0.00 м
Расстояние от горизонтального затенения до откоса	a=0.00 м	Приведенный коэффициент поглощения солнеч. рад.	ρ _п =0.40
Сопротивление теплопередаче окна	R _п =0.40	Коэффициент затенения светового проема	τ ₂ =0.80
Коэффициент относительного проникания сол. рад.	K _{отн} =0.25	Ориентация окна	Вертикальная

Параметр	Численные значения параметров в расчетные часы суток									
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
q _п ^в , Вт/м ²	79	184	271	317	317	271	184	79	3	0
q _р ^в , Вт/м ²	81	86	87	88	88	87	86	81	73	55
h, град.	40	49	56	61	61	56	49	40	30	20
А _о , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
А _с , град	76	60	40	16	16	40	60	76	87	99
А _{со} , град	76	60	40	16	16	40	60	76	87	99
β, град	16	23	27	28	28	27	23	16	5	-23
S _в , Вт/м ²	137	242	327	370	370	327	242	137	28	0
D _в , Вт/м ²	110	116	118	120	120	118	116	110	99	73
β ₂ , град	-0.13	0.13	0.38	0.6	0.79	0.92	0.99	0.99	0.92	0.79
K1	0.47	0.65	0.71	0.72	0.72	0.71	0.65	0.47	0	1
K2	0.46	0.77	0.89	0.96	0.96	0.89	0.77	0.46	0	1
K _{инс.в}	0.22	0.5	0.63	0.69	0.69	0.63	0.5	0.22	0	1
K _{обл}	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93
q _{пр} , Вт/м ²	19	34	50	60	60	50	34	19	14	10
t _{н. усл} С	23.30	27.96	32.30	35.68	37.78	38.27	37.46	35.67	34.16	32.28
q _{пт} , Вт/м ²	-2	10	21	29	34	36	34	29	25	21
q _{пр} +q _{пт}	17	44	71	89	95	86	68	48	39	31
Q _{ост} , Вт	76	200	319	402	425	387	307	215	176	139

ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ ЧЕРЕЗ ПОКРЫТИЕ:

Площадь : 24.00 м²

Приведенный коэффициент поглощения солнеч. рад. : 0.90

Температура воздуха под покрытием : 26.00 °С

Конструкция с воздушной прослойкой : Нет

№ Слоя	Материал	Толщина (м)	Плотность (кг/м ³)	Теплопроводность, λ[Вт/(м ² С°)]	Теплоусвоение, S [Вт/(м ² С°)]
0	Рубероид	0.00	600.00	0.17	3.53
1	Гравий керамзитовый	0.20	800.00	0.23	3.60
2	Плита железобетон	0.30	2500.00	2.04	18.95
3	Маты минераловатные прошивные ГОСТ 21880-76	0.05	125.00	0.07	0.82
4	Гипсокартон	0.01	800.00	0.21	3.66

Параметр	Численные значения параметров в расчетные часы суток									
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
	296	297	298	298	298	297	296	294	292	290

ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ ЧЕРЕЗ СТЕНЫ:

Стена 1, Ориентация Юг

Площадь : 18.30 м²

Приведенный коэффициент поглощения солнеч. рад. : 0.70

Конструкция с воздушной прослойкой : Нет

№ Слой	Материал	Толщина (м)	Плотность (кг/м ³)	Теплопроводность, λ [Вт/(м ² С°)]	Теплоусвоение, S [Вт/(м ² С°)]
0	Цементно-песчаный раствор	0.02	1800.00	0.93	11.09
1	Кирпич керамический многопустотный	0.70	1200.00	0.52	6.62
2	Маты минераловатные прошивные ГОСТ 21880-76	0.05	125.00	0.07	0.82
3	Гипсокартон	0.01	800.00	0.21	3.66

Параметр	Численные значения параметров в расчетные часы суток									
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
	34	34	34	35	35	35	35	35	34	34

Стена 2, Ориентация Восток

Площадь : 15.20 м²

Приведенный коэффициент поглощения солнеч. рад. : 0.70

Конструкция с воздушной прослойкой : Нет

№ Слой	Материал	Толщина (м)	Плотность (кг/м ³)	Теплопроводность, λ[Вт/(м ² С°)]	Теплоусвоение, S [Вт/(м ² С°)]
0	Цементно-песчаный раствор	0.02	1800.00	0.93	11.09
1	Кирпич керамический многопустотный	0.70	1200.00	0.52	6.62
2	Маты минераловатные прошивные ГОСТ 21880-76	0.05	125.00	0.07	0.82
3	Гипсокартон	0.01	800.00	0.21	3.66

Параметр	Численные значения параметров в расчетные часы суток									
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19

Сумма тепlopоступлений от солнечной радиации по Офису 1 (определение максимума):

Параметр	Численные значения параметров в расчетные часы суток									
	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
Окно 1	76	200	319	402	425	387	307	215	176	139
Покрытие	296	297	298	298	298	297	296	294	292	290
Стена 1	34	34	34	35	35	35	35	35	34	34
Стена 2	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
Итого:	425	550	670	754	777	738	657	563	521	482

З округленням до 10 Вт сумарні теплонадходження від сонячної радіації в **Офісі 1** складуть 780 Вт.

Аналогічним чином проводиться розрахунок теплонадходжень від сонячної радіації для інших офісних приміщень будівлі.

Результати розрахунку теплонадходжень від сонячної радіації зводимо в табл. 4.

Табл. 4. Теплонадходження від сонячної радіації $Q_{\text{рад}}^{\text{сол}}$

Найменування приміщення		Теплонадходження, Вт
1	Офіс 1	780
2	Офіс 2	560
3	Офіс 3	970
4	Кімната переговорів	2190
5	Офіс 4	1680
6	Коридор	930

Розрахунок теплонадходжень за рахунок теплопередачі зводимо в табл.5.

Використаємо спрощену розрахункову формулу (без урахування надбавок):

$$Q_{\text{тепл}} = K * A * (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт} \quad (3)$$

тут **K** – коефіцієнт теплопередачі огороженої конструкції, теплопередачі огоражающей конструкции,

t_н и **t_в** – температура зовнішнього і внутрішнього повітря,

A – площа огороження.

При реальному проектуванні необхідно використовувати розрахункові формули, рекомендовані нормативними документами при розрахунку тепловтрат.

Результат у табл. 5 у графі 10 наведено з округленням до 10 Вт.

Для стін площа Астены наводиться без площі віконних прорізів,

тобто Астены=А-ΣАокон

Результат у табл. 5 у графі 10 наведено з округленням до 10Вт.

Для стін площа Астены наводиться без площі віконних прорізів, тобто

Астены=А-ΣАокон

Табл. 5. Теплонадходження за рахунок теплопередачі

№	Найменування приміщення, та t _в	Наймен. огорож, орієнт.	Розміри			K	t _н -t _в	Q _{огр} Вт	Q _{тепл.} Вт
			a	в	A				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Офіс 1, t _в =24	ЗС-Півд	6	3,8	18,3	0,43	7,8	61	300
		ПВ-Півд	2,25	2,0	4,5	2,86	7,8	99	
		ЗС-Схід	4,0	3,8	15,2	0,43	7,8	51	
		СТ	6,0	4,0	24,0	0,48	7,8	90	

2	Офіс 2, $t_B=24$	ЗС-Сх	4,0	3,8	13,2	0,43	7,8	44	180
		ПВ-Сх	1,0	2,0	2,0	2,86	7,8	49	
		СТ	6,0	4,0	24,0	0,48	7,8	90	
3	Офіс 3, $t_B=24$	ЗС-Схід	6,0	3,8	18,8	0,43	7,8	63	360
		2ПВ-Сх	1,0	2,0	4,0	2,86	7,8	90	
		ЗС-Сх	6,0	3,8	22,8	0,43	7,8	72	
		СТ	6,0	6,0	36,0	0,48	7,8	135	
4	Кімната переговорів, $t_B=24$	ЗС-Півд	6	3,8	18,3	0,43	7,8	61	600
		ПВ-Півд	2,25	2,0	4,5	2,86	7,8	99	
		ЗС-З	8,0	3,8	22,4	0,43	7,8	75	
		4ПВ-З	1,0	2,0	8,0	2,86	7,8	180	
		СТ	6,0	8,0	48,0	0,48	7,8	180	
5	Офіс 4, $t_B=24$	ЗС-З	6,0	3,8	16,8	0,43	7,8	56	490
		3ПВ-З	1,0	2,0	6,0	2,86	7,8	135	
		ЗС-Півн	6,0	3,8	18,3	0,43	7,8	61	
		ПВ-Півн	2,25	2,0	4,5	2,86	7,8	99	
		СТ	6,0	6,0	36,0	0,48	7,8	135	
6	Коридор, $t_B=24$	ЗС-Півд	3,0	3,8	5,8	0,43	7,8	20	270
		2В-Півд	1,0	2,0	4,0	2,86	7,8	90	
		ДВ-Півд	0,8	2,0	1,6	2,86	7,8	33	
		СТ	3,0	11,0	33,0	0,48	7,8	124	

Сумарна величина теплонадходжень у всьому офісному центрі $Q_{\text{фанк}}^{\text{я}}$

наведена у зведеній таблиці 6.

Табл. 6. Сумарна величина теплонадходжень $Q_{\text{фанк}}^{\text{я}}$

№	Найменування приміщень	Теплонадходження, Вт			
		$Q_{\text{оргтех}}$	$Q_{\text{рад сол}}$	$Q_{\text{тепл}}$	$Q_{\text{фанк}}^{\text{я}}$
1	Офіс 1	700	780	300	1780
2	Офіс 2	700	560	180	1440
3	Офіс 3	1000	970	360	2330
4	Кімната переговорів	500	2190	600	3290
5	Офіс 4	1000	1680	490	3170
6	Коридор	-	930	270	1200
Разом:					13210

1.6 Складання теплового балансу (Зимовий період)

1.6.1 Визначення теплового навантаження на кондиціонер

Використовуючи ф.(1) визначаємо величину теплонадходжень в зимовий період..

При температурі $t_B=20^{\circ}\text{C}$

- $q_n=523$ кДж/ч

- $q_{\text{я}}=356$ кДж/ч

Загальна кількість людей в приміщеннях будівлі– $\Sigma n=32$ чел.

$$Q_{\text{люд}}^n = 523 \cdot 32 = 16736 \approx 16740, \text{ кДж / ч}$$

$$Q_{\text{люд}}^y = 356 \cdot 32 = 11392 \approx 11390, \text{ кДж / ч}$$

1.6.2 Визначення теплового навантаження на фанкойли

При розрахунку використовується формула (2)

Величина $Q_{\text{оргтех}}$ приймається рівної величині отриманої для літнього

періоду року;

$Q_{\text{сол}}^{\text{рад}}$ - в зимовий період не враховується;

$Q_{\text{тепл}}$ - в зимовий період дана величина є тепловтратами приміщень.

Розраховується за формулою (3) і є негативна . Розрахунок тепловтрат зведений в табл.7

Табл. 7. Тепловтрати за рахунок теплопередачі

№	Найменування приміщень, і t_B	Наймен. огорож, ориент.	Розміри			К	$t_H - t_B$	$Q_{\text{орг}}$ Вт	$Q_{\text{тепл}}$ Вт
			а	в	А				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Офіс 1, $t_B=20$	ЗС-Півд	6	3,8	18,3	0,43	-45	-352	-1730
		ПВ-Півд	2,25	2,0	4,5	2,86	-45	-564	
		ЗС-Сх	4,0	3,8	15,2	0,43	-45	-294	
		СТ	6,0	4,0	24,0	0,48	-45	-519	
2	Офіс 2, $t_B=20$	ЗС-Сх	4,0	3,8	13,2	0,43	-45	-254	-1060
		ПВ-Сх	1,0	2,0	2,0	2,86	-45	-286	
		СТ	6,0	4,0	24,0	0,48	-45	-519	
3	Офіс 3, $t_B=20$	ЗС-Сх	6,0	3,8	18,8	0,43	-45	-363	-2130
		2ПВ-Сх	1,0	2,0	4,0	2,86	-45	-572	
		ЗС-Півн	6,0	3,8	22,8	0,43	-45	-415	
		СТ	6,0	6,0	36,0	0,48	-45	-779	
4	Кімнатапереговорів, $t_B=20$	ЗС-Півд	6	3,8	18,3	0,43	-45	-362	-3540
		ПВ-Півд	2,25	2,0	4,5	2,86	-45	-564	
		ЗС-З	8,0	3,8	22,4	0,43	-45	-433	
		4ПВ-З	1,0	2,0	8,0	2,86	-45	-1144	
		СТ	6,0	8,0	48,0	0,48	-45	-1038	

5	Офіс 4, $t_{в}=20$	ЗС-З	6,0	3,8	16,8	0,43	-45	-115	-2680
		ЗПВ-З	1,0	2,0	6,0	2,86	-45	-858	
		ЗС-Півн	6,0	3,8	18,3	0,43	-45	-362	
		ПВ-Півн	2,25	2,0	4,5	2,86	-45	-564	
		СТ	6,0	6,0	36,0	0,48	-45	-779	
6	Коридор, $t_{в}=20$	ЗС-Півд	3,0	3,8	5,8	0,43	-45	-115	-1590
		2В-Півд	1,0	2,0	4,0	2,86	-45	-572	
		ДВ-Півд	0,8	2,0	1,6	2,86	-45	-188	
		СТ	3,0	11,0	33,0	0,48	-45	-715	

Сумарна величина тепловтрат $Q_{фанк}^я$ наведена у зведеній таблиці 8.

Табл. 8. Сумарна величина тепловтрат $Q_{фанк}^я$

№	Найменування приміщень	Тепловтрати, Вт			
		$Q_{оргтех}$	$Q_{рад сол}$	$Q_{тепл}$	$Q_{фанк}^я$
1	Офіс 1	700		-1730	-1030
2	Офіс 2	700		-1060	-360
3	Офіс 3	1000		-2130	-1130
4	Кімната переговорів	500		-3540	-3040
5	Офіс 4	1000		-2680	-1680
6	Коридор	-		-1590	-1590
РАЗОМ:					-8330

1.7 Баланс вологи

Єдиним джерелом вологовиділень в розрахункових приміщеннях є люди.

Розрахунок ведеться за формулою (4)

$$\Sigma W_{люд} = w_{ч} * \Sigma n, \quad г / ч \quad (4)$$

тут $\Sigma W_{люд}$ – сумарні вологовідилення від людей

$w_{ч}$ – вологовідилення від однієї людини, див. Д.2;

Σn – сумарна кількість людей у всіх приміщеннях будівлі.

При температурі $t_{в}=24^{\circ}C$ (літній період)

- $w_{ч}=117$ г/год

При температурі $t_{в}=20^{\circ}C$ (зимовий період)

- $w_{ч}=75$ г/год

Загальна кількість людей в приміщеннях будівлі – $\Sigma n=32$ чел.

$\Sigma W_{люд} = 117 * 32 = 3744 \approx 3740, \quad г / год$ (літній період)

$$\Sigma W_{\text{люд}} = 75 * 32 = 2400, \text{ г/год (зимовий період)}$$

1.8 Визначення повітрообміну

В даному розрахунку приймаємо повітрообмін виходячи з санітарно-гігієнічних міркувань. Для даного класу приміщень мінімальна кількість зовнішнього повітря, що подається в приміщення, становить $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ на одну людину.

Кількість повітря, що видаляється, приймаємо 80% від величини припливного повітря.

Витрати припливного і витяжного повітря наведено в табл.9

Табл. 9 Повітрообмін в приміщеннях

Найменування приміщення	Кількість людей	Повітрообмін, $\text{м}^3/\text{год}$	
		Приплив	Витяжка
1 Офіс 1	4	240	190
2 Офіс 2	4	240	190
3 Офіс 3	6	360	290
4 Кімната переговорів	10	600	480
5 Офіс 4	6	360	290
6 Коридор	2	120	100
ВСЬОГО		1920	1540

1.9 Розрахунок розподілу повітря в приміщеннях

Як повітророзподільників встановлюємо дифузори серії **ADLR** фірми **TROX** (див. рис. 3). В залежності від величини повітря, що подається в приміщення встановлюється від одно до декількох повітророзподільників.



Рис. 3 Зовнішній від дифузора серії ADLR фірми TROX

При розрахунку використовуємо програму TROX Easy Product Finder 2.0

На прикладі **Кімнати для переговорів** розглянемо методику підбору дифузорів.

У приміщенні повинні бути встановлені дифузори серії **ADLR** [4]. У приміщенні круглий повітропровід, що проходить за підшивною стелею, приєднаний до дифузора ADLR з пленумом з вертикальним розподілом потоку. При висоті підвісної стелі 0,5 м, відмітка витікання повітря з дифузора $h=3,8-0,5=3,3$ м від рівня підлоги. Повітропровід низькошвидкісний ($v \approx 3.0$ м/сек). Зовнішній вигляд і конструктивні розміри повітророзподільника серії **ADLR** наведено у Д.3 и Д.4.

Вихідні дані:

Розміри приміщення: **$V \times L \times H = 6.0 \times 8.0 \times 3.3$ м**

Максимальні витрати в приміщенні: **$L= 600 \text{ м}^3/\text{год}$** (див. табл. 9).

Діапазон тисків: **$p = 15 \text{ } 25 \text{ Па}$** .

Температурний перепад між припливним повітрям і приміщенням: **$t_p=-4.0 \text{ К}$** . У літній період повітря, що поступає в приміщення з припливної частини кондиціонера має температуру на чотири градуси менше, ніж температура внутрішнього повітря. Компенсацію тепловтрат в зимовий період року і асиміляції надлишків тепла в літній період року беруть на себе фанкойли.

Рухливість повітря в робочій зоні: не більше **$0,2 \text{ м/с}$** .

Відхилення температури в припливній течії від нормованої температури повітря в обслуговуваній зоні: **$t=1,5 \text{ }^\circ\text{C}$** .

Необхідний граничний рівень шуму в приміщенні: = **30 дБ(А)**

Загасання шуму в приміщенні: = **6 дБ(А)** .

Рішення:

До встановлення приймаємо два стельових дифузора (серія ADLR з круглої лицьовою панеллю).

Уточнюємо акустичні та аеродинамічні характеристики для попередньо обраних стельових дифузорів **ADLR №2**

Так як рівень тиску в повітропроводі варіюється від 15 до 25 Па, потрібен клапан.

Так як це низькошвидкісний повітропровід, вибираємо стулковий клапан. Обраний стельовий дифузор серії **ADLR-ZH-M**.

Геометричні розміри розміщення дифузорів представлені на рис. 4.

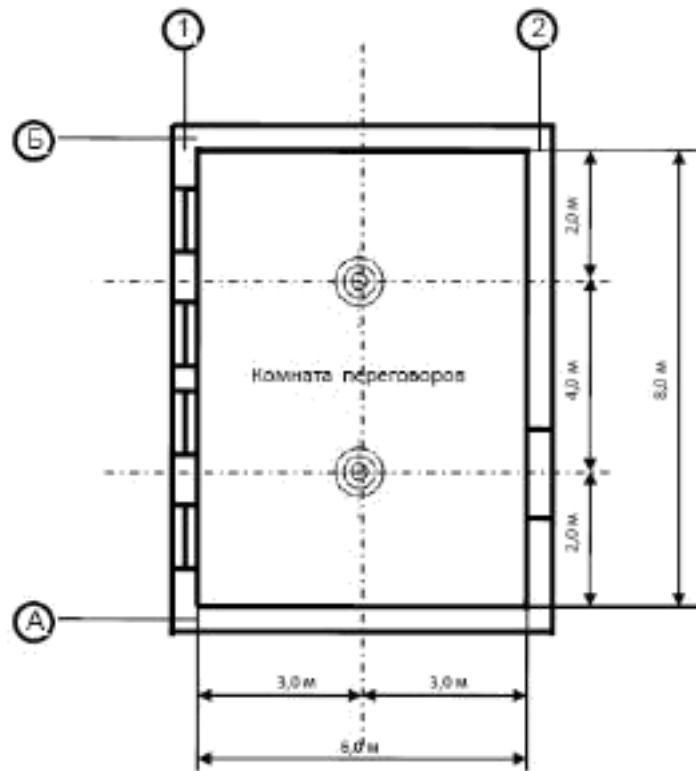


Рис. 4 Геометричні характеристики розміщення дифузрів в Кімнаті переговорів

Розрахункова схема розподілення повітря наведена на рис. 5.

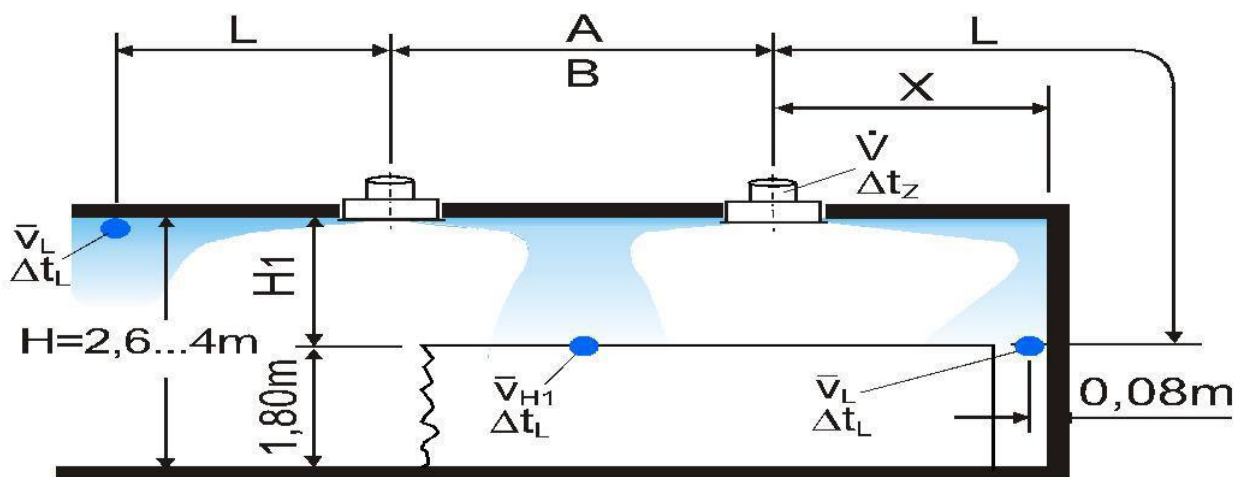


Рис. 5 Розрахункова схема для кімнати переговорів

Вихідні дані для розрахунку наведені на рис. 6. Величину витрати повітря, який витікає з дифузора, визначаємо, як $600/2=300 \text{ м}^3/\text{год}$, кількість повітря, що припадає на кожен з двох дифузрів в кімнаті переговорів.

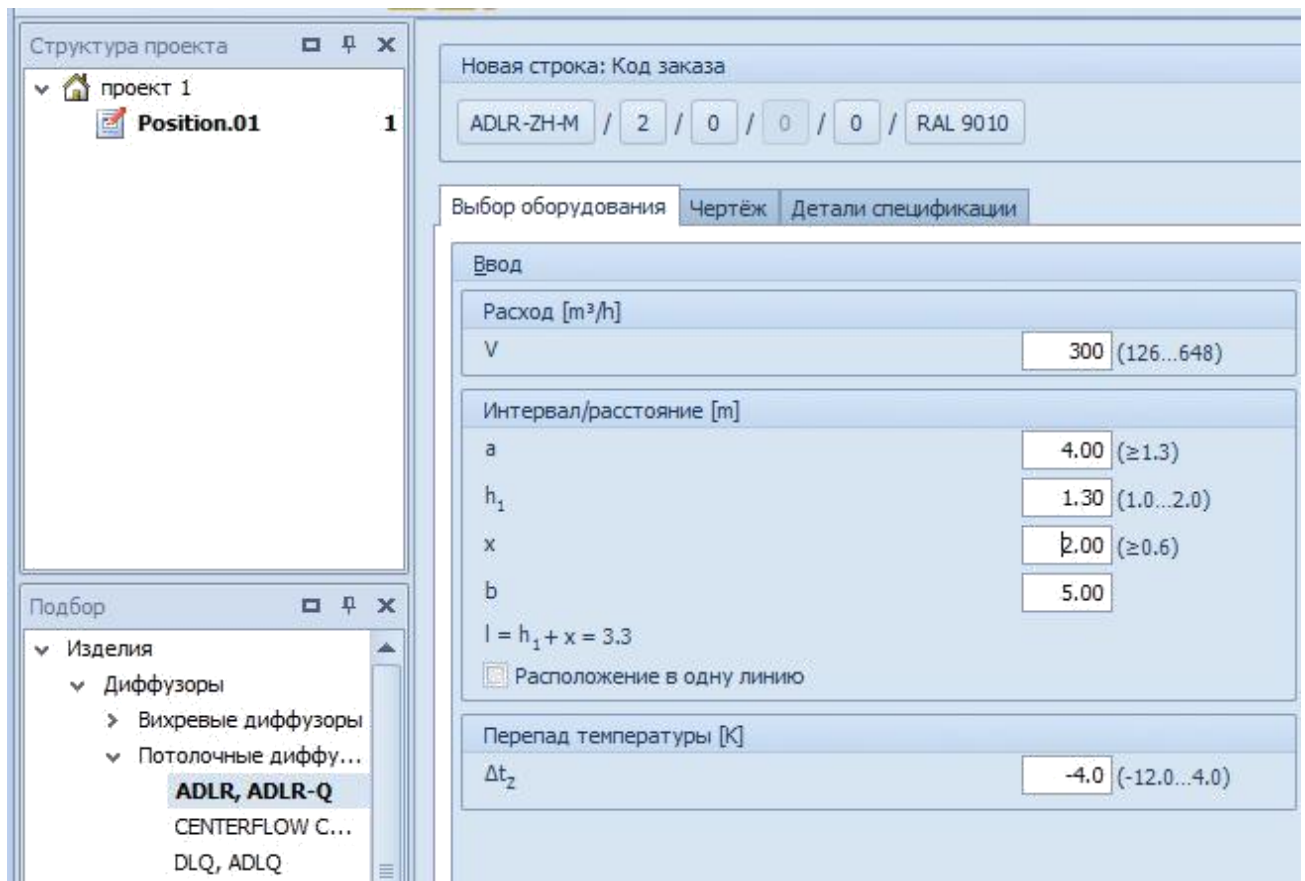


Рис. 6 Фрагмент введения вихідних даних для підбору дифузора

Результаты розрахунку наведені на рис. 7.

Аэродинамические результаты		Акустический расчёт (0 = 'полностью открыт')			
v_{n1}	= < 0.10 m/s	Приточный Воздух			
Δt_{n1}	= -0.2 К	Угол клапана	0°	45°	90°
v_1	= 0.13 m/s	Δp_t	29	40	89 Pa
Δt_1	= -0.2 К	LWA	37	38	40 dB(A)
		LWNC	30	31	33

Рис. 7 Результат розрахунку розподілу повітря через дифузори

Як видно з рис. 7 у критичних точках (h_1) і (1) рухливість повітря і перепад температур знаходяться нижче нормативних меж $-0,2$ м/с і $1,5$ °С.

В результаті проведеного розрахунку розподілу повітря в **Кімнаті переговорів** рекомендується встановити 2 дифузори серії **ADLR-ZH-M** розміру №2.

Аналогічно проводимо розрахунок для всіх приміщень. Результати розрахунку зводимо табл.10

Табл. 10. Результати розрахунку розподілу повітря.

Найменування приміщення	Дифузор				Параметри, точка 1			
	марка	№	Кількість	Витрата м ³ /год	V, м/с	t _z , К	Δр, Па	
1. Офіс 1	ADLR-ZH-M	2	1	120	0.1	-4.0	19	
2. Офіс 2	ADLR-ZH-M	2	1	120	0.1	-4.0	19	
3. Офіс 3	ADLR-ZH-M	3	1	360	0,1	-4.0	19	
4. Кімната переговорів	ADLR-ZH-M	2	2	300	0.1	-4.0	29	
5. Офіс 4	ADLR-ZH-M	3	1	360	0.1	-4.0	19	
6. Коридор	ADLR-ZH-M	1	1	120	0.12	-4.0	12	

1.10 Аеродинамічний розрахунок повітророзподільної мережі К-1

Аеродинамічний розрахунок припливної мережі виконується за допомогою програми **AeroDyn 2.0**. Аксонометрическая схема сети представлена на рис. 8. Аксонометрична схема мережі представлена на рис. 8. Витрати повітря, довжини ділянок і втрати тиску в дифузорах зведені в табл. 11.

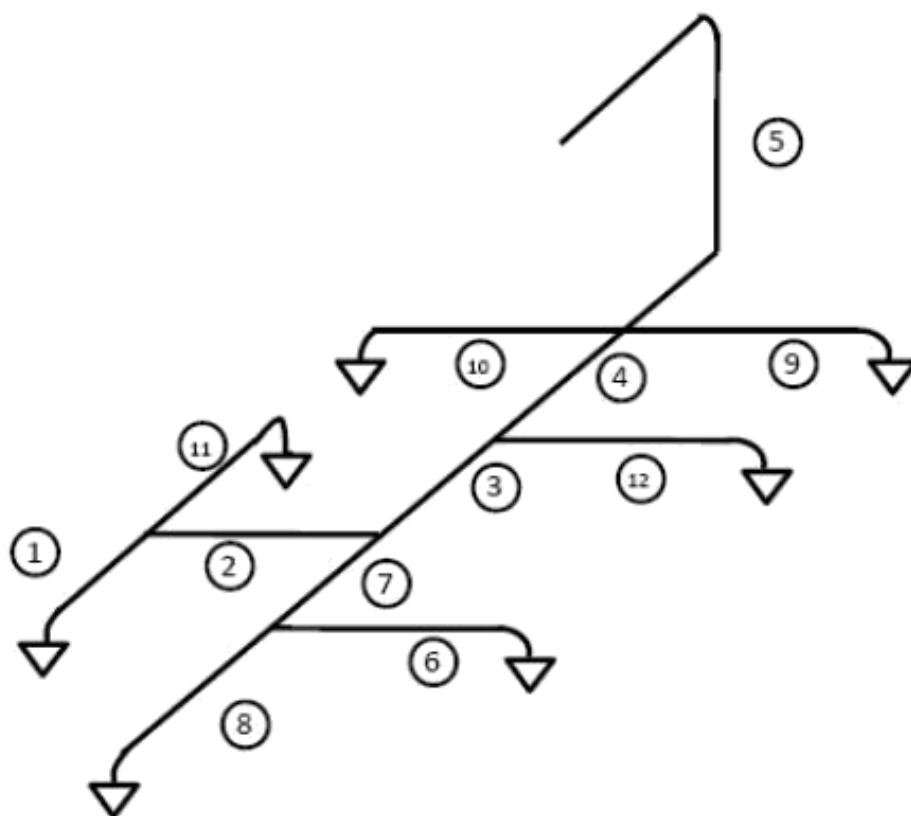


Рис. 8 Нумерація ділянок на аксонометричній схемі К-1 (розрахункові дані див. у табл. 11)

Таблиця 11. Розрахункові величини для можливих варіантів магістралі системи К-1

Ділянка			Дифузор		
№№	Довжина, м	Витрата, м ³ /год	Марка	Діаметр під'єднання до мережі, D	Втрати тиску, Па (див. табл. 10)
Варіант магістралі 1-2-3-4-5					
1	4,0	300	ADLR-ZH-M №2	160	29
2	4,5	600	-		-
3	2,0	960	-		-
4	5,0	1200	-		-
5	4,0	1920	-		-
Варіант магістралі 6-7-3-4-5					
6	4,5	240	ADLR-ZH-M №2	160	19
7	2,0	360	-		-
Варіант магістралі 8-7-3-4-5					
8	1,0	120	ADLR-ZH-M №1	125	12

Варіант магістралі 9-5					
9	4,5	360	ADLR-ZH-M №3	200	19
Варіант магістралі 10-5					
10	4,5	360	ADLR-ZH-M №3	200	19
Варіант магістралі 11-2-3-4-5					
11	4,0	300	ADLR-ZH-M №2	160	29
Варіант магістралі 12-4-5					
12	4,5	240	ADLR-ZH-M №2	160	19

Аеродинамічний розрахунок мережі К-1 виконуємо за допомогою програми AeroDyn 2.0. Розрахунок представлений на рис. 9.

Ввод данных и расчет | Дроссель-клапан, Конфузор и Диффузор | КМС Сетки или Решетки | Отвод или колено | Внезапное сужение/расширение, Коллектор, Щахты

№ учка	№ след. учка	Расход воздуха L, м³/ч	Длина участка, м	Материал воздуховода:	Диаметр D или Дэкв, мм	Скорость v, м/с	Удельное сопротивление R, Па/м	Скоростное давление hd, Па	Тройник на:	ξ тройника	$\Sigma\xi$ (без тройника)	КМС	Z, Па	Дополнит. потери давления, $\Delta P_{доп}$, Па	Потери давл. на участке $Rl+Z+\Delta P_{доп}$, Па
1	2	300	4	Листовая сталь	160	4.145	1.528	10.307	ответвление	0.5494	0.22	0.7694	7.9306	29	43.0433
2	3	600	4.5	Листовая сталь	250	3.395	0.609	6.917	ответвление	0.9698	0.1	1.0698	7.3999	0	10.1397
3	4	960	2	Листовая сталь	280	4.331	0.823	11.253	проход	0.2083	0.1	0.3083	3.4698	0	5.1149
4	5	1200	5	Листовая сталь	315	4.277	0.694	10.977	проход	0.2377	0.1	0.3377	3.7075	0	7.1777
5	0	1920	4	Листовая сталь	355	5.388	0.912	17.421		0	1.58	1.58	27.5244	0	31.1725
6	7	240	4.5	Листовая сталь	160	3.316	1.019	6.597	ответвление	0.6383	0.22	0.8583	5.6616	19	29.2465
7	3	360	2	Листовая сталь	200	3.183	0.716	6.079	проход	0.5139	0.1	0.6139	3.732	0	5.1639
8	7	120	2	Листовая сталь	125	2.716	0.967	4.427	проход	0.5336	0.22	0.7536	3.3359	12	17.2709
9	5	360	4.5	Листовая сталь	200	3.183	0.716	6.079	ответвление	1.7023	0.22	1.9223	11.6862	19	33.908
10	5	360	4.5	Листовая сталь	200	3.183	0.716	6.079	ответвление	1.7023	0.22	1.9223	11.6862	19	33.908
11	2	300	4	Листовая сталь	160	4.145	1.528	10.307	ответвление	0.5494	0.22	0.7694	7.9306	29	43.0433
12	4	240	4.5	Листовая сталь	160	3.316	1.019	6.597	ответвление	0.9896	0.22	1.2096	7.979	19	31.564

Магистраль и ответвления	Сум. потери давл. в маг./ответвл. $\Sigma(Rl+Z+\Delta P_{доп})$, Па	Невязка, %
1,2,3,4,5	96.648	Магистраль
6,7,3,4,5	77.876	-35.298
8,7,3,4,5	65.900	-57.816
9,5	65.081	-48.213
10,5	65.081	51.157
11,2,3,4,5	96.648	1.000
12,4,5	69.914	517.096

Предварительный расчет
Расчет после коррекции
Очистить результаты
Экспорт результата в Word

Рис. 9 Аеродинамічний розрахунок системи К-1

Сумарні втрати тиску в магістралі склали з округленням 97 Па. Ця величина буде використовуватися при підборі вентиляторного агрегату припливної частини кондиціонера.

Даний аеродинамічний розрахунок виконаний без урахування конструктивних особливостей припливно-витяжного агрегату і необхідний для оцінки максимальних втрат тиску в мережі.

1.11 Підбір припливно-витяжного агрегату

1.11.1 Підготовка програми WinClimII до розрахунку

Для підбору припливно-витяжної системи використовуємо програмне забезпечення фірми **WESPER** – програму **WinClimII**.

Робота з програмою починається з вибору нового проекту (див. рис. 10).

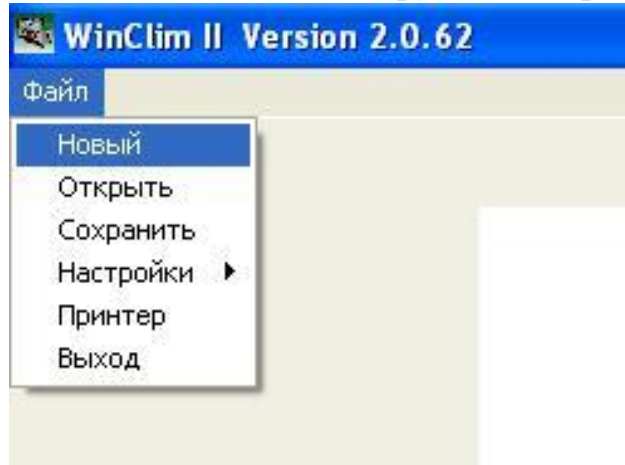


Рис. 10 Початок роботи з програмою WinClimII

Вибирається приточно-витяжний агрегат ярусного типу (див. рис. 11).

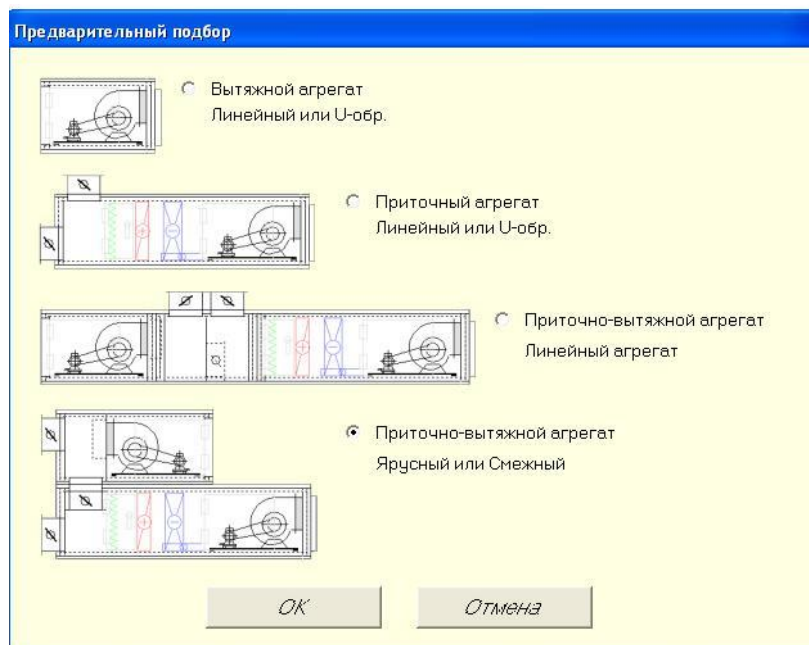


Рис. 11 Вибір схеми обробки повітря

На початковій формі введення вихідних даних, (див. рис. 12), вводиться кількість припливного і витяжного повітря – відповідно **1920** і **1540 м³/год**, як результат розрахунку повітрообміну з табл. 9. Програма рекомендує кондиціонер **PR020**.

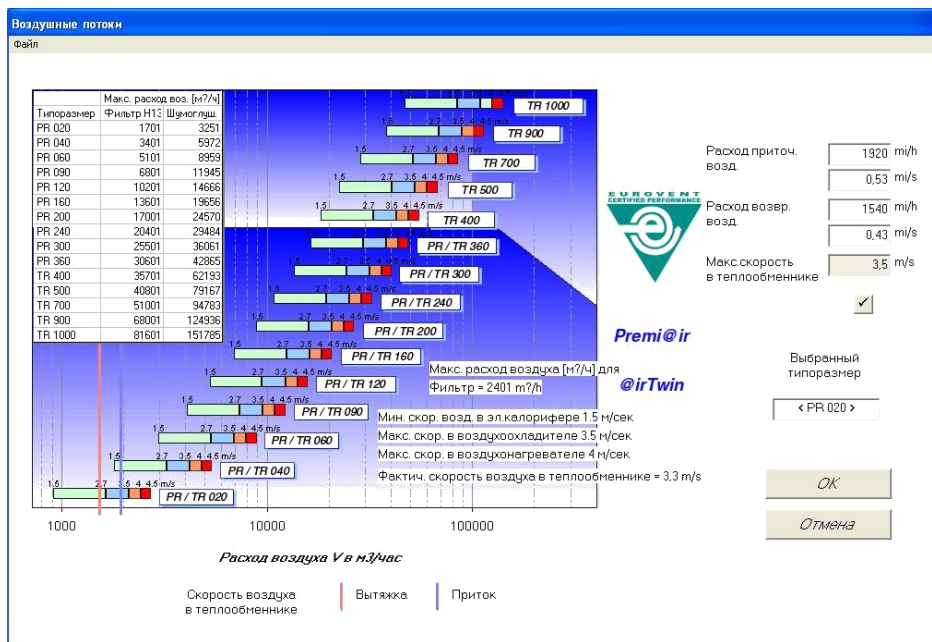


Рис. 12 Вибір типорозміру агрегату по витраті повітря

Після натискання в меню написи **Компоненты** можна приступати до компонування припливно-витяжного агрегату (див. рис. 13).

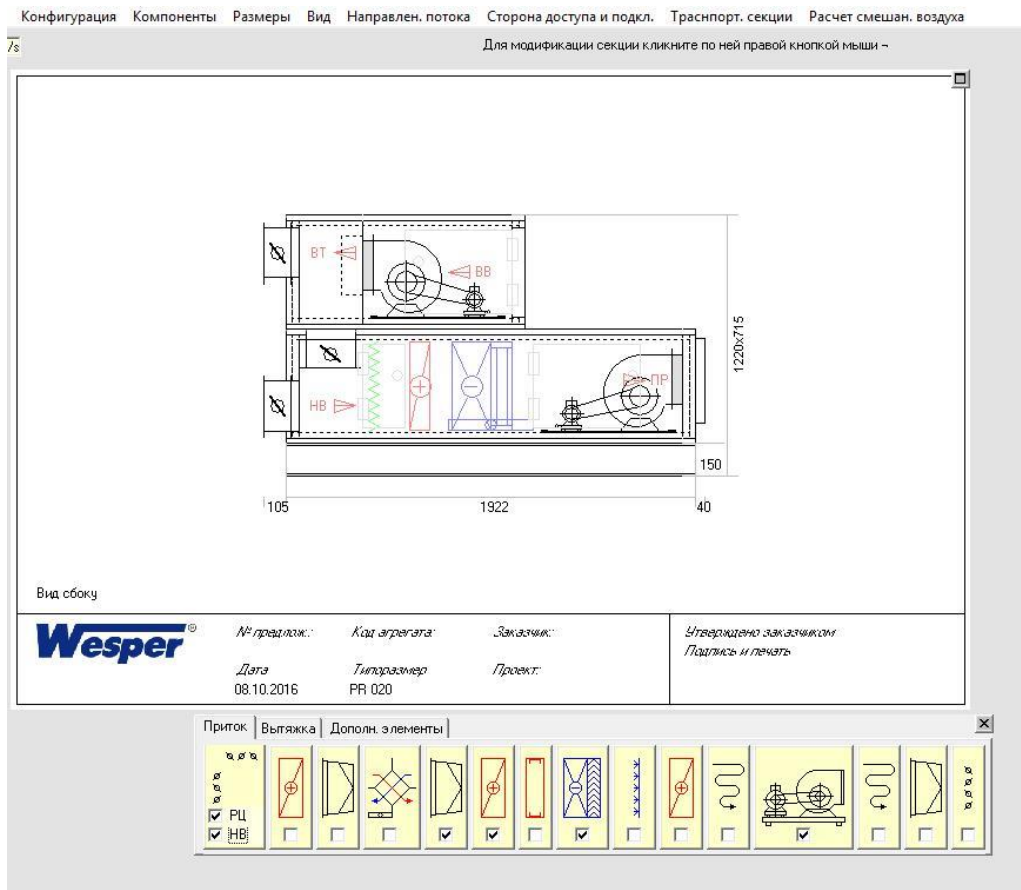
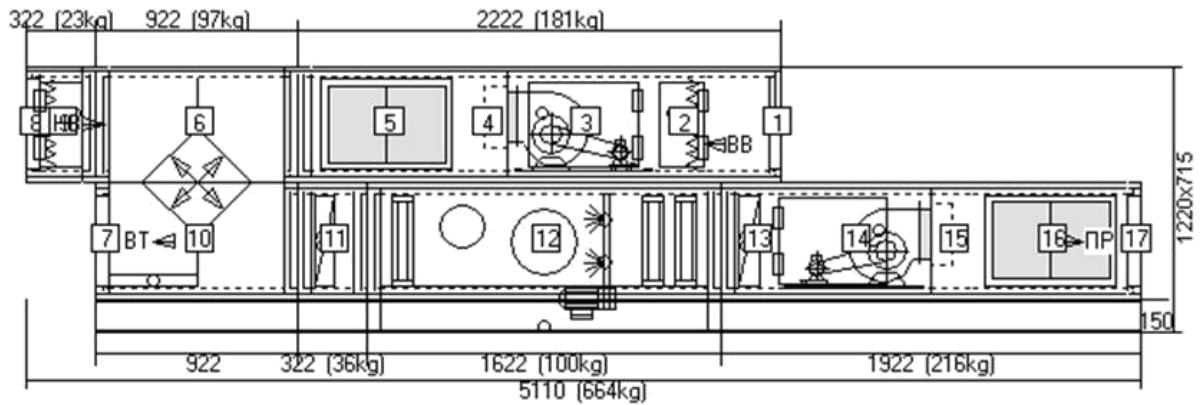


Рис. 13 Підготовка до роботи з програмою

Активуючі або дезактивірую секції в лінійці компонентів завершуємо попередню компонування агрегату (див. рис. 14).



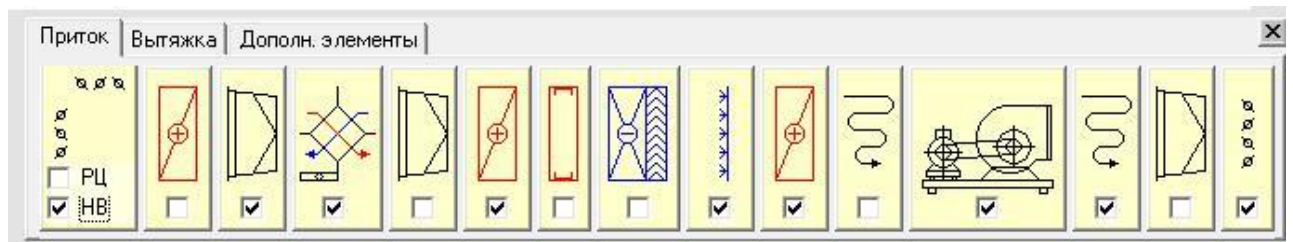
Вид сбоку

Рис. 14 Компонування припливно-витяжного агрегату

1- забір повітря витяжної частиною агрегату з офісних приміщень; 2-фільтр; 3- витяжний вентилятор; 4-дифузор; 5- шумоглушник; 6-рекуператор; 7- вихід витяжного повітря з агрегату; 8- забір повітря припливної частиною кондиціонера; 9-фільтр; 10-рекуператор; 11- секція першого підігріву; 12- камера зрошення; 13- секція другого підігріву; 14- припливний вентилятор; 15-дифузор; 16- шумоглушник; 17- вихід повітря в припливну мережу.

Для подальшого розрахунку необхідно на лінійці компонентів вибрати секції , припливної і витяжної частини агрегату (див. рис.15).

а)



б)



Рис. 15 Рекомендована компоновка агрегату

а) – припливна частину агрегату; б) – витяжна частина агрегату

У з'являючих формах, після введення нової секції на попередньому етапі компоновання агрегату, слід натискати кнопку . Винятком є вибір камери зрошення. Для даної секції з трьох варіантів вибору необхідно активізувати напис **ОРОСИТЕЛЬ** (див. рис. 16).

Рис. 16 Попередній вибір камери зрошення

Для подальшого розрахунку необхідно зберегти виконану роботу у двох файлах (для літнього і зимового періоду), наприклад під назвою **ПВ_АгрегатЛітоІвановТВ-506м** и **ПВ_АгрегатЗимаІвановТВ-506м**.

1.11.2 Розрахунок секцій припливного агрегату в літній період

При підборі окремих секцій за допомогою програми **WinClimII**, используем также программы **KONDITIONER** и **COUNT**.

1.11.2.1 Розрахунок рекуператора

Програмою **WinClimII** викликається файл **ПВ_АгрегатЛітоІвановТВ-506м** і після завантаження на зображенні рекуператора необхідно «клікнути» правою кнопкою миші для виклику форми корекції теплообмінника (див. рис. 17).

Рис. 17 Розрахунок рекуператора

Натискання клавіші **Изменить** викликає форму, в якій необхідно ввести температуру і відносну вологість для зовнішнього повітря, що входить в агрегат, а також температуру і відносну вологість повітря, що

видаляється з приміщень (див. рис. 18). Для нашого прикладу $t_n=31,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $I_n=58,6\text{ кДж/кг}$. Щоб визначити величину відносної вологості зовнішнього повітря скористаємося програмою COUNT (див. рис. 19).

Рис. 18 Корекція вихідних даних для рекуператора

Рис. 19 Визначення відносної вологості зовнішнього повітря фн програмою COUNT

Параметри витяжного повітря – $t_y=26^{\circ}\text{C}$ и $\phi_y=40\%$. Вид перекрестноточного теплообмінника приймаємо пластинчастий. Після введення початкових параметрів роботи теплообмінника, натисканням кнопки отримуємо результуючі дані про його роботу (див. рис. 20).

В подальшому розрахунку будуть використовуватися дані розташовані в правому верхньому куті розрахункової форми (див. рис. 21).

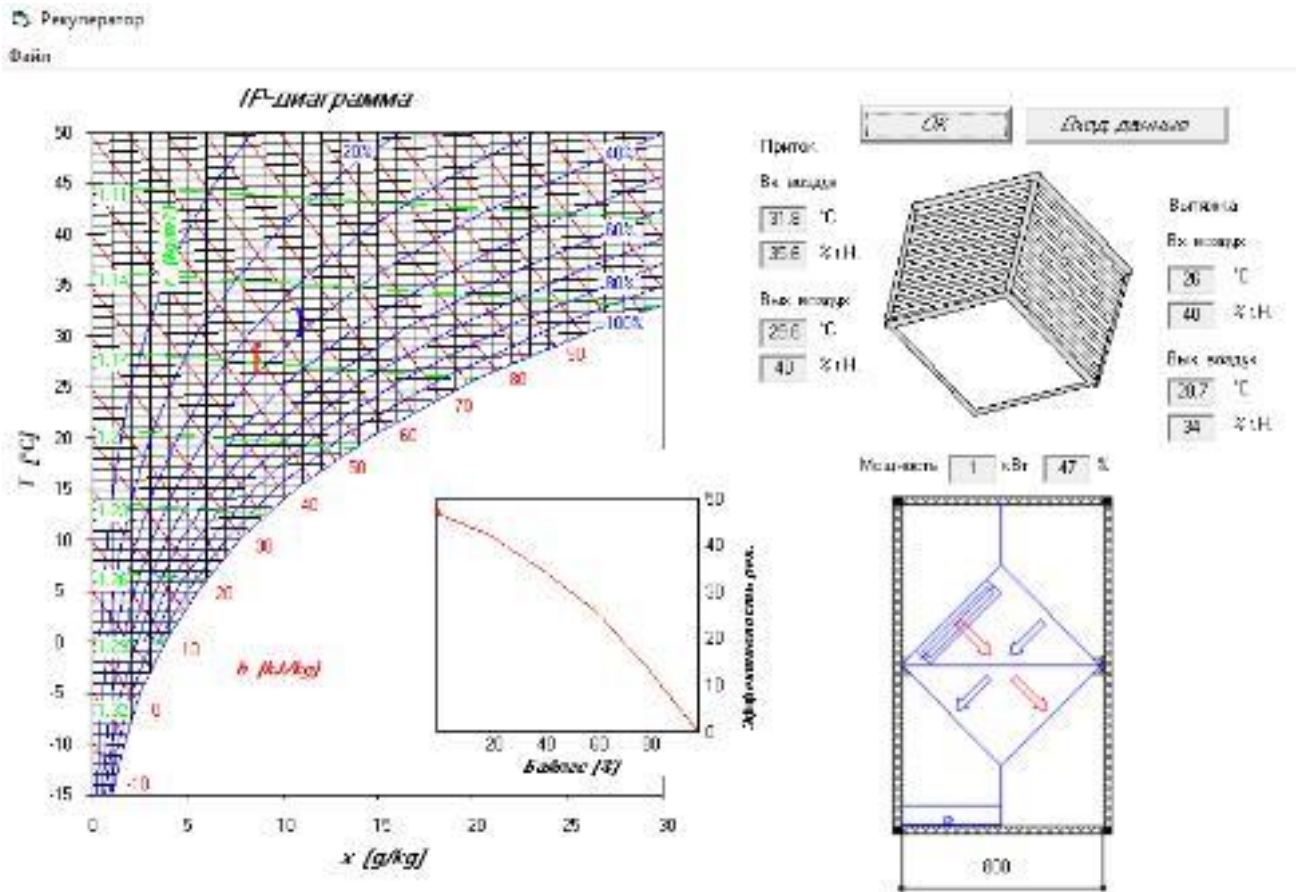


Рис. 20 Параметры работы рекуператора в летний период.

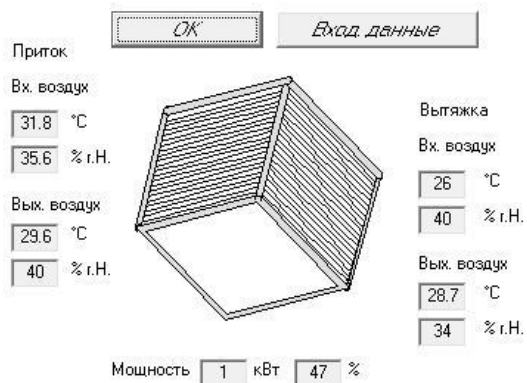


Рис. 21 Параметры воздуха до и после теплообмінника

Після закінчення розрахунку перекрестноточного теплообмінника необхідно виконати збереження результатів розрахунку під тим же ім'ям **ПВ_АгрегатЛітоІвановТВ-506м**.

1.11.2.2 Розрахунок камери зрошення

Після рекуператора повітря надходить безпосередньо в прямоточний центральний кондиціонер. При роботі з обраної нами схемою в літній період слід враховувати наступне:

- Секція першого підігріву в літній період не працює;
- Параметри повітря при вході в камеру зрошення повинні відповідати кінцевим параметрам повітря на виході з теплообмінника перекрестноточного;
- Процес, що протікає в камері зрошення - політропний.

Викликається програма **KONDICIONER** і в розрахункову форму вводяться вихідні дані для закладки **прямоточный (лето)** (див. рис. 22).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ :

1. Полная производительность кондиционера, кг/ч	Gполн = 2304
2. Суммарные явные теплопоступления, кДж/ч.	Qявн = 6750
3. Суммарные полные теплопоступления, кДж/ч.	Qполн = 17640
4. Суммарные влаговыделения, кг/ч.	Σ W = 3.74
5. Температура в помещении, °C.	tв = 24
6. Относительная влажность воздуха в помещении, %.	φв = 50
7. Барометрическое давление, Па :	Pбар = 101325
8. Температура наружного воздуха, °C :	tн = 29.6
9. Энтальпия наружного воздуха, кДж/кг.	In = 55.9664
10. Относительная влажность воздуха после камеры орошения, %.	φо = 90
11. Рабочий перепад температур в помещении, °C.	Δtr = 4
12. Количество наружного воздуха, кг/ч.	Gнар = 0

Расчетные точки:

	Н	О	П'	П	В
ТЕМПЕРАТУРА, °C :	29.6	10.5845	19	20	24
ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ВЛАЖНОСТЬ, % :	40.0001	90	53.6953	49.9588	50
ЭНТАЛЬПИЯ, кДж/кг :	55.9664	28.9361	37.5037	38.5218	47.3593
ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ, г/кг :	10.2685	7.2641	7.2641	7.2641	9.1378

РЕЗУЛЬТАТ :

РАСХОД ТЕПЛА В КАЛОРИФЕРАХ ПЕРВОГО ПОДОГРЕВА Q1= 0 кДж/ч, СЕКЦИЯ НЕ РАБОТАЕТ
 РАСХОД ТЕПЛА В СЕКЦИИ ВТОРОГО ПОДОГРЕВА Q2=19739.7504 кДж/ч, или Q2=5487.6506 Вт
 КОЛИЧЕСТВО ВЛАГИ ВЫДЕЛИВШЕЙСЯ ИЗ ВОЗДУХА В ПОДДОН КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ Wко=-6.9221 кг/ч
 ОХЛАЖДАЮЩАЯ МОЩНОСТЬ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ Qохл=62277.8112 кДж/ч, или Qохл=17313.2315 Вт
 УГЛОВОЙ КОЭФФИЦИЕНТ ЛУЧА ПРОЦЕССА : 4716.5775 кДж/кг влаги

Рис. 22 Використання програми KONDICIONER

При роботі з програмою **KONDICIONER** слід враховувати:

- Інформаційну схему процесу обробки повітря в кондиціонері можна викликати, якщо навести вказівник на область

розташування схеми, клікнувши на ній правою кнопкою миші комп'ютера;

- Для перекладу величини витрати повітря з об'ємних одиниць вимірювання в масові необхідно дану величину помножити на щільність повітря – $G_{\text{полн}} = L_{\text{полн}} \rho_v = 1920 \times 1,2 = 2304$ кг/год;
- Величини $Q_{\text{явн}}$ і $Q_{\text{полн}}$ визначені за формулою (1), див. стр. 8;
- $\Sigma W = 3,74$ кг/час по ф. (4) стр. 15;
- Величини t_n та I_n параметри повітря після перекрестноточного теплообмінника (див. рис. 21). По $t_n = 29,6$ °С та $\phi_n = 40\%$ за допомогою програми COUNT визначається $I_n = 55,05$ кДж/кг (див. рис. 23);
- Перепад температури t_p приймаємо рівним 4 °С

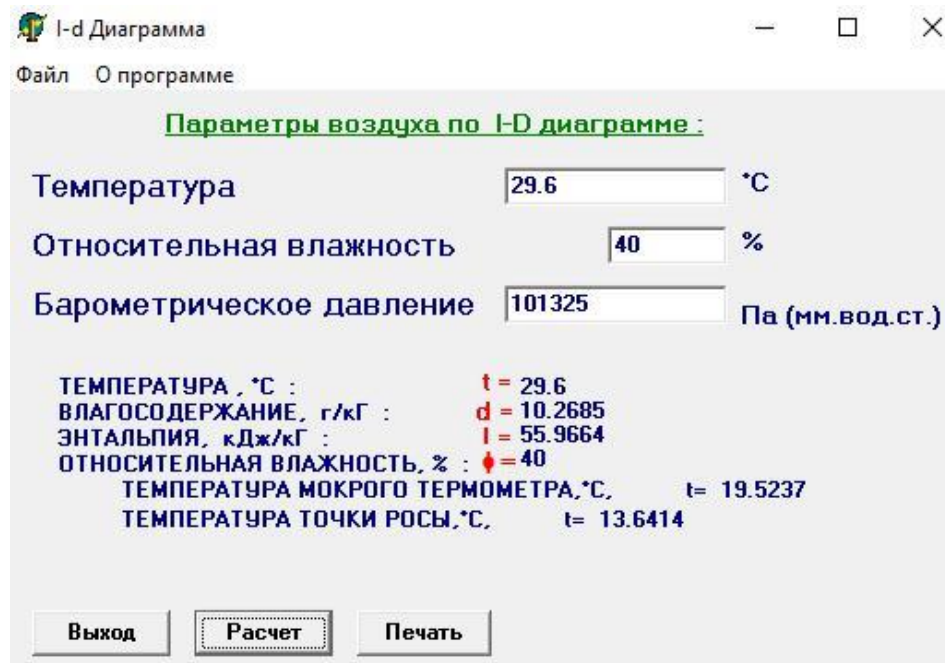


Рис. 23 Уточнення величини I_n

Результати, отримані за допомогою програми **KONDITIONER**, приймаємо за основу при розрахунку секції другого підігріву.

Параметри повітря перед камерою зрошення – точка Н, після неї – точка О.

1.11.2.3 Розрахунок секції другого підігріву

«Клікнувши» правою кнопкою миші на зображенні секції другого підігріву приступаємо до корекції результатів розрахунку (див. рис. 24).

Рис. 24 Початок розрахунку секції другого підігріву

Для секції другого підігріву параметри повітря, що входять у повітрянагрівач, відповідають параметрам повітря точки **О**, а параметри повітря, що виходять з нього - точці **П'**, відповідно $t_0=10,58\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{П}}=90\%$ і $t_{\text{П}'}=19\text{ }^{\circ}\text{C}$ (див. інформаційну схему на рис. 22).

Виробляємо введення вихідних даних для секції другого підігріву (див. рис. 25).

Рис. 25 Введення початкових параметрів для секції другого підігріву

Після авторозрахунку програма **WinClimII** пропонує варіант можливого до замовлення теплообмінника (див. рис. 26). У формі даються параметри пропонованого теплообмінника (кількість рядів, ходів, споживана

потужність, температура і відносна вологість повітря на виході, швидкість повітря у фронтальному перерізі, втрати тиску по повітрю, витрата і швидкість теплоносія, втрати тиску по воді і вартість).

Запропонований варіант теплообмінника найменший за типорозмірами і має запас по теплопродуктивності **9.6 кВт** проти **5,5 кВт** з розрахунку за допомогою програми **KONDITIONER**. Попередньо приймаємо до установки даний типорозмір теплообмінника. Остаточню типорозмір секції другого підігріву приймається після розрахунку теплообмінника в зимовий період. В окремих випадках можлива зміна типорозміру повітрянагрівача.

Возможные теплообменники

		Воздух							Энергоноситель				
Ряды	Ходы	Ребра	Qt [кВт]	Qs [кВт]	t вых [°C]	x вых [%]	c [м/сек]	dp [Па]	m [л/ч]	t вых [°C]	c [м/сек]	dp [кПа]	Цена Eur
1	2	2,5	9,6	9,6	25	36	3,2	24	421	60	0,9	7,5	321
2	4	2,5	15,5	15,5	33,9	22	3,2	47	682	60	0,8	5,1	341
4	6	2,5	25,8	25,8	49,4	10	3,2	93	1132	60	0,8	8,3	416
6	8	2,5	32,2	32,2	59,1	6	3,2	137	1416	60	0,8	8,5	477
8	10	2,5	36,4	36,4	65,4	5	3,2	180	1601	60	0,7	7,2	566

Назад

Рис. 26 Результат розрахунку для секції другого підігріву

«Клікнувши» на кнопці Назад викликаємо наступний інформаційний бланк про роботу секції другого підігріву (див. рис. 27).

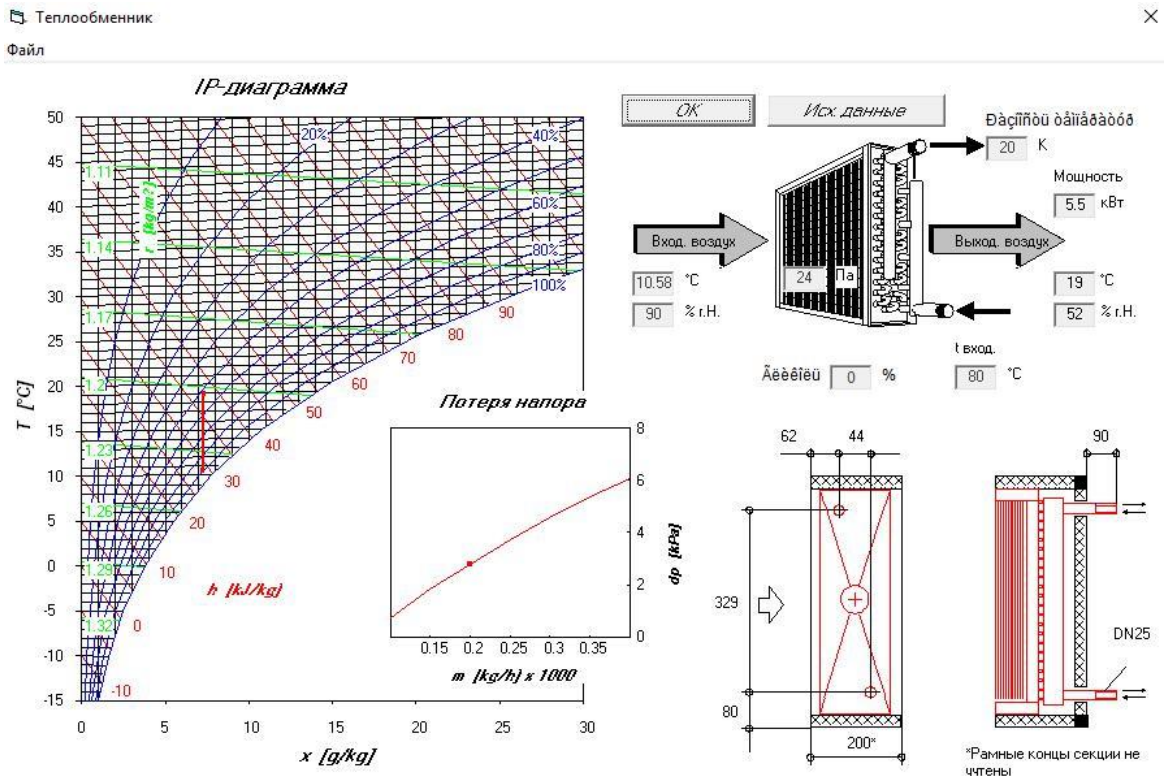


Рис. 27 Результат розрахунку для секції другого підігріву

Наступний по ходу руху елемент припливно-витяжного агрегату – вентилятор підбирається після розрахунку секцій кондиціонера в зимовий період року.

1.11.3 Розрахунок секцій припливного агрегату в зимовий період року

Опис розрахунку секцій агрегату для зимового періоду року далі буде представлено без проміжних висновків. Так як часткове опис принципів роботи з програмами **WinClimII**, **KONDISIONER** та **COUNT** зроблено раніше.

1.11.3.1 Розрахунок рекуператора в зимовий період

Програмою **WinClimII** вызивається файл **ПВ_АгрегатЗимаИвановТВ-506м**.

За параметрами зовнішнього повітря $t_n = -25^0\text{C}$ і $I_n = -24,3$ кДж/кг, визначаємо величину відносної вологості зовнішнього повітря за допомогою програми **COUNT** (див. рис. 28).

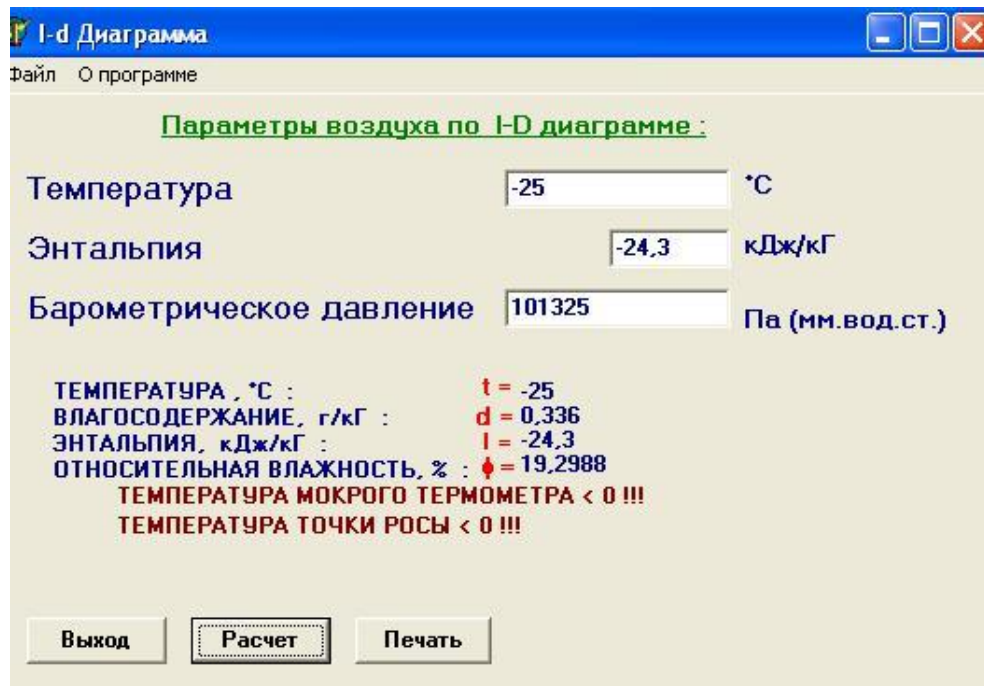


Рис. 28 Визначення відносної вологості зовнішнього повітря програмою **COUNT**

Параметри витяжного повітря в зимовий період – $t_y = 22^0\text{C}$ і $\phi_y = 40\%$.

Результат розрахунку рекуператора представлений на рис. 29.

Приток

Вх. воздух

-25 °C

19,3 % г.Н.

Вых. воздух

-1 °C

2 % г.Н.

Вытяжка

Вх. воздух

22 °C

40 % г.Н.

Вых. воздух

-9 °C

96 % г.Н.

Мощность 15 кВт 63 %

Рис. 29 Параметры повітря після теплообмінника

Уточнюємо величину I_H після теплообмінника по $t_H = -1^{\circ}\text{C}$ и $\phi_H = 2\%$ за допомогою програми **COUNT** (див. рис. 30).

I-d Диаграмма

Файл О программе

Параметры воздуха по I-D диаграмме :

Температура -1 °C

Относительная влажность 2 %

Барометрическое давление 101325 Па (мм.вод.ст.)

ТЕМПЕРАТУРА, °C : t = -1

ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ, г/кг : d = 0.0692

ЭНТАЛЬПИЯ, кДж/кг : I = -0.8321

ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ВЛАЖНОСТЬ, % : ϕ = 2

ТЕМПЕРАТУРА МОКРОГО ТЕРМОМЕТРА < 0 !!!

ТЕМПЕРАТУРА ТОЧКИ РОСЫ < 0 !!!

Выход Расчет Печать

Рис. 30 Визначення I_H

Результат розрахунку проточного кондиціонера в зимовий період року з допомогою програми **KONDICIONER** наведено на рис. 31.

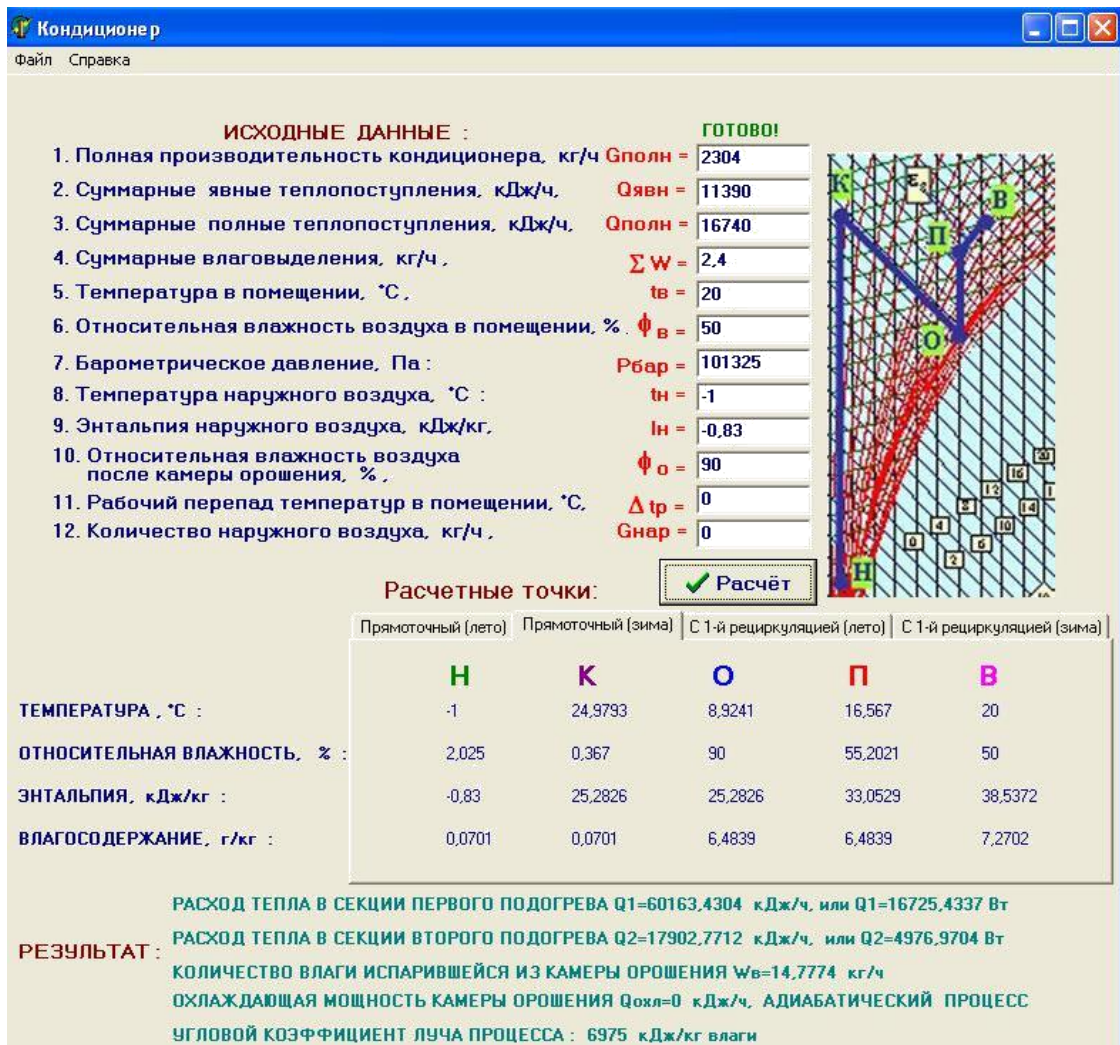


Рис. 31 Розрахунок процесу обробки повітря за допомогою програми KONDICIONER

1.11.3.2 Розрахунок секції першого підігріву

Використовуючи дані, отримані за допомогою програми KONDICIONER проводимо підбір секції першого підігріву (див. рис. 32).

Возможные теплообменники

Ряды	Ходы	Ребра	Воздух						Энергоноситель				Цена Eur
			Qt [кВт]	Qs [кВт]	t вых [°C]	x вых [%]	c [м/сек]	dp [Па]	m [л/ч]	t вых [°C]	c [м/сек]	dp [кПа]	
1	2	2,5	9,9	9,9	13,7	1	3,2	66	427	60	1	5,2	321
2	4	2,5	17,8	17,8	25,9	0	3,2	36	766	60	0,9	4,5	341
4	6	2,5	29,4	29,4	44,8	0	3,2	73	1264	60	0,9	7,3	416
6	8	2,5	36,4	36,4	56,9	0	3,2	109	1565	60	0,9	7,6	477
8	10	2,5	40,7	40,7	64,6	0	3,2	146	1751	60	0,8	6	566

Назад

Рис. 32 Рекомендована програмою WinClimII секція першого підігріву

Підібраний програмою **WinClimII** дворядний теплообмінник має необхідний запас по теплопродуктивності. Параметри повітря після секції першого підігріву наведено на рис. 33.

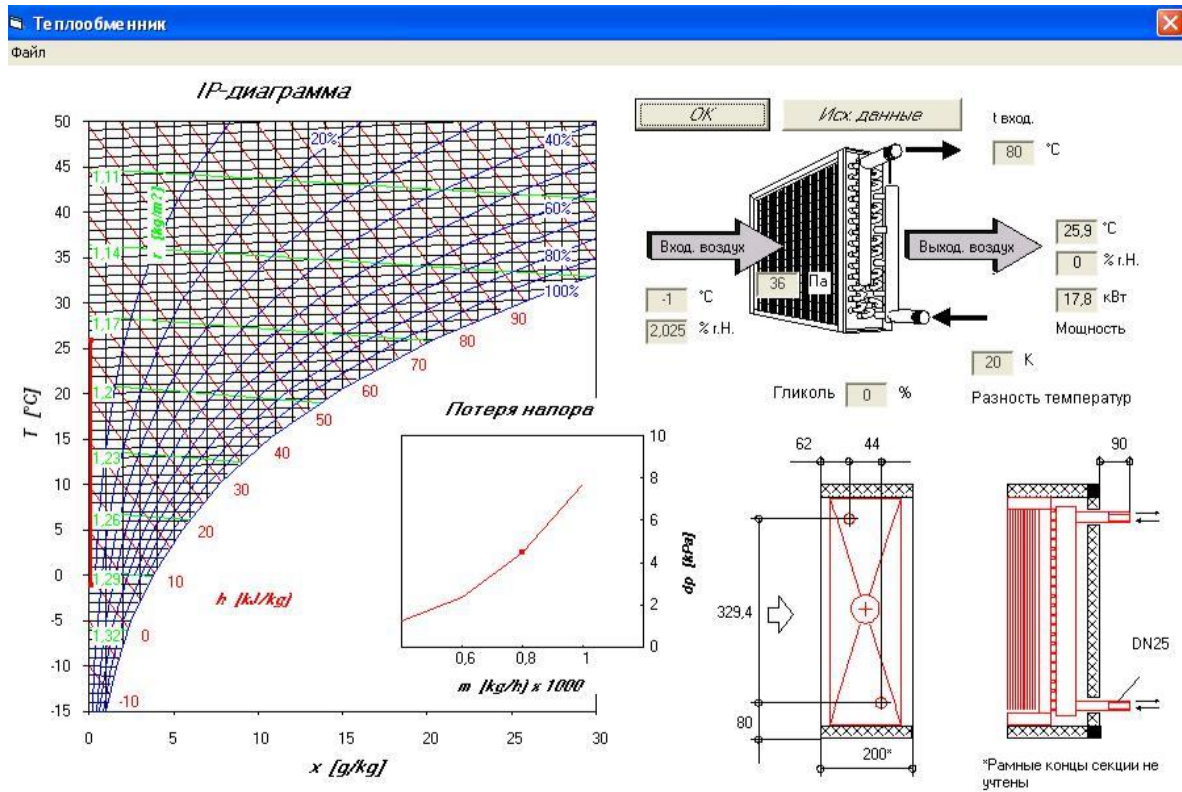


Рис. 33 Режим роботи секції першого підігріву в зимовий період року

1.11.3.3 Розрахунок камери зрошення

Результат розрахунку камери зрошення представлений на рис. 34.

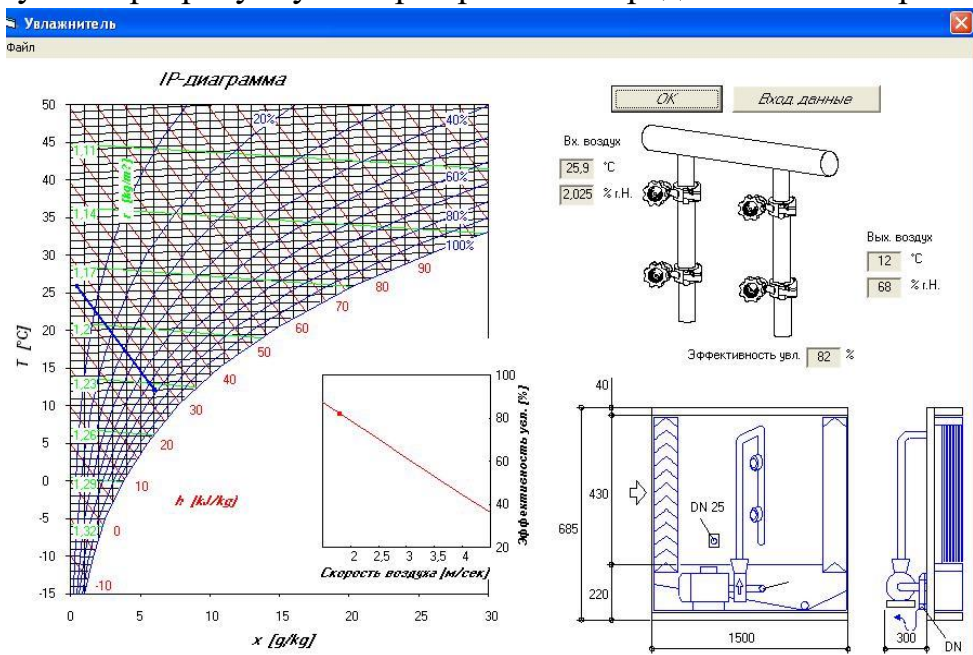


Рис. 34 Параметри повітря до і після камери зрошення

1.11.3.4 Розрахунок секції другого підігріву

Вибравши параметри повітря перед секцією другого підігріву по рис. 34 і температуру після нього (з точки II, див. рис. 31) підбираємо теплообмінник секції другого підігріву (див. рис. 35).

Воздух

Энергоноситель

Ряды	Ходы	Ребра	Qt [кВт]	Qs [кВт]	t вых [°C]	x вых [%]	c [м/сек]	др [Па]	m [л/ч]	t вых [°C]	c [м/сек]	др [кПа]	Цена Eur
1	2	2,5	7,9	7,9	24,1	32	3,2	66	339	60	0,8	3,4	321
2	4	2,5	14,2	14,2	34,1	18	3,2	36	608	60	0,7	3	341
4	6	2,5	23,5	23,5	49,7	8	3,2	73	1011	60	0,8	4,9	416
6	8	2,5	29,3	29,3	59,6	5	3,2	109	1259	60	0,7	5,1	477
8	10	2,5	32,9	32,9	66,1	4	3,2	146	1414	60	0,6	4,1	566

Назад

Рис. 35 Рекомендована програмою WinClimII секція другого підігріву

Результати розрахунку і режим роботи секції другого підігріву кондиціонера в зимовий період року наведено на рис. 36.

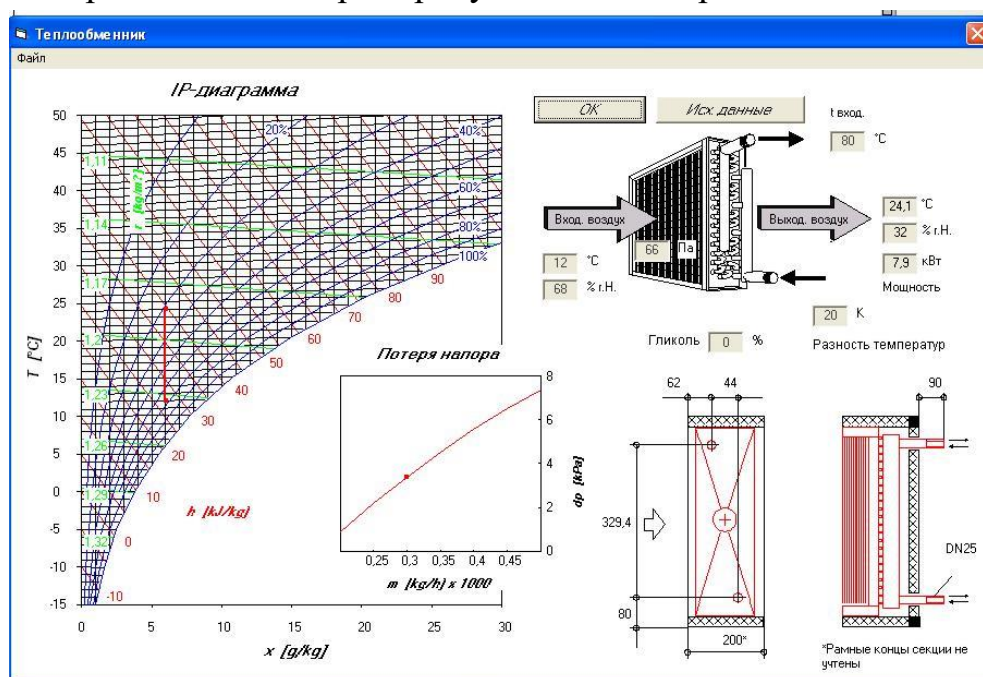


Рис. 36 Режим роботи секції другого підігріву в зимовий період року

Секція другого підігріву працює в літній і зимовий періоди року. При оформленні остаточного замовлення необхідно обрати секцію що має найбільшу теплопродуктивність. У нашому випадку програмою WinClimII рекомендований один типорозмір теплообмінника – однорядний.

1.11.3.5 Підбір припливного вентагрегата

Для підбору вентилятора необхідно знати його повітрявиробництво і повні втрати тиску.

Вважаємо, що клас повітроводів для даного проекту П (щільні - найбільша герметичність) і виток у мережі дорівнюють 0. Тобто $L=1920$ м³/год.

У реальних умов слід враховувати кваліфікацію монтажників, складність монтажу і довжина повітропроводів і, як правило, необхідно збільшення повітрявиробництво на 10-15%. Природно і підбір окремих секцій кондиціонера необхідно проводити з урахуванням цього збільшення.

Повні втрати тиску в кондиціонері і повітророзподільної мережі визначаються за формулою (6).

$$\Delta P = P_{рек} + P_{ф} + P_{вн1} + P_{ко} + P_{вн2} + P_{шум} + P_{сеть} \quad \text{Па} \quad (6)$$

Тут $P_{рек}$ – втрати тиску в теплообміннику (перекрестноточном теплообміннику); $P_{ф}$ – втрати тиску у фільтрі; $P_{вн1}$ – то ж у секції першого підігріву; $P_{ко}$ – у секції камери зрошення; $P_{вн2}$ – у секції другого підігріву; $P_{шум}$ – у шумоглушнику і $P_{сеть}$ – втрати тиску в повітророзподільної мережі.

Секції шумоглушення можуть бути встановлені на вході в кондиціонер, так і на стороні виходу повітря з кондиціонера в воздухораспределительную мережу. У першому випадку шумоглушник запобігає шумове забруднення у навколишнє середовище, у другому поширення шуму через воздухораспределительную мережу в обслуговувані приміщення. Як у першому, так і в другому випадку необхідність установки секцій шумоглушення обґрунтовується акустичним розрахунком. Розрахунок зроблений програмою WinClimII дає величину для другого випадку $P_{шум}=41$.

Величина $P_{сеть} = 97$ Па (див. рис. 9).

Значення втрат тиску для решти секцій визначаються наступним чином. В розрахунковій формі програми WinClimII активізується напис **ПОКАЗАТЬ** і у спадаючому списку наводиться в дію напис **ЭКСПОРТ В WORD** (див. рис. 37).

Типоразмер

Автоматически

Внешнее давление

200 Pa

Технические данные

ADH 180 L

Расход воздуха	1920 м ³ /ч
Общее давление	709 Па
Динамич. давление	62 Па
Скорость вращения	2460 об/мин
Уровень шума	83 дБ (А)
Fan Shaft Power	0.75 кВт
Эффективность	51 %
Макс. скорость вращен.	4000 об/мин
Max. Power	3 кВт
SFP5	2269 Вт/(м ³ /с)
Motor Rated Power	1.1 кВт
Motor Rated Speed	1415 об/мин
Motor Rated Current	2,55 А

Цена вентилятора

1015 Euro

Параметры группы

Электродвигатели

OK

Отмена

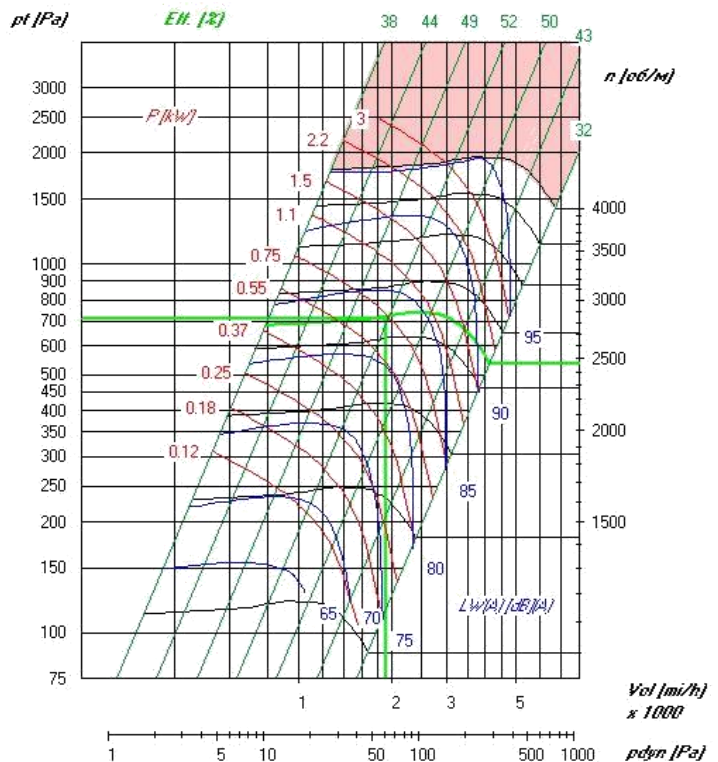


Рис. 38 Розрахунок припливного вентилятора для літнього періоду року

Запропонований електродвигун забезпечить подолання загального тиску $P=709$ Па, що з запасом перевершує величину отриману нами $P=620$ Па за формулою (6).

1.12 Підбір фанкойлів

До установки в офісних приміщеннях приймаємо фанкойли фірми **Wesper** модель **Aqu@Fan II**, вертикального виконання в декоративному корпусі марки **AWC** (8 типорозмірів). Зовнішній вигляд, моделі (див. рис.39), геометричні розміри і технічні характеристики фанкойлів наведені у Д. 5.1÷Д. 5.3

AWC – ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ФЭНКОЙЛЫ В ДЕКОРАТИВНОМ КОРПУСЕ



Фэнкойлы AWC предназначены для напольной или пристенной установки, имеют элегантный декоративный корпус, сочетающийся по стилю с пластиковой воздухораспределительной решеткой.

Рис. 39 Зовнішній вид фанкойла Aqu@Fan II марки AWC

До установці приймаємо чотирьохтрубні моделі з п'ятишвидкісним електродвигуном вентилятора. Фанкойли комплектуються електромеханічними або електронними пультами управління різних модифікацій. Роботу фанкойла контролює система управління **Aqu@Net**. Є велика кількість опцій і аксесуарів. За допомогою програми підбору **Win'R III** можна здійснити вибір типорозміру фанкойла. Продукція має сертифікат **EUROVENT**.

1.12.1 Приклад підбору фанкойлів і складання зведеної таблиці їх характеристик

На прикладі **Кімнати переговорів** зробимо підбір фанкойлів з допомогою програми фірми виробника **Win'R III**. Вибір фанкойла також можна проводити за допомогою таблиць каталогу (див. Д. 5.1÷Д. 5.3).

У розрахунковому приміщенні величина теплонадходжень в літній період складає $Q_{охл} = 3290$ Вт, а тепловтрата $Q_{нагр} = 3040$ Вт (див. табл.6 та табл. 8). Слід збільшити на 20% холодопродуктивність фанкойлов в літній період, так як при випаровуванні конденсату виділився з повітря, ефективність роботи теплообмінника знижується за оцінкою фірм виробників приблизно на цю величину. У зимовий період збільшення становить 10%. Тоді $Q_{охл} = 3290 \times 1,2 = 3950$ Вт, а $Q_{нагр} = 3040 \times 1,1 = 3340$ Вт.

У приміщенні дві зовнішні стіни. Попередньо приймаємо, що в кімнаті буде встановлено два фанкойла. Кожен з них має один трирядне повітроохолоджувач і один однорядний повітронагрівач. Навантаження на кожен з фанкойлів на охолодження складе $Q_{охл} = 3290 \times 1,2 / 2 = 1975$ Вт, нагрів - $Q_{нагр} = 3040 \times 1,1 / 2 = 1670$ Вт.

Форма введення вихідних даних представлена на рис. 40

Конфигурация: 4-трубный

Характеристики блоков

Скорость вент.: 3

Высота над уровнем моря: 0 м

Внешнее статич. давление: 0 Па

Требуемая полная производительность: 1670 Вт

Требуемая явная производительность: Вт

Сторона Воздуха:

Охлажд. Нагрев

Температ. на входе (сух. т.): 24 °C

Температ. на входе (мокр. т.): °C

Относительная влажность: 50 %

Показ. загрязн. поверхности: 0 м².К/Вт

Сторона Воды:

Охлажд. Нагрев

Температура на входе: 7 °C

Температура на выходе: 12 °C

Содержание гликоля: 0 %

Показ. загрязн. поверхности: 0 м².К/Вт

Возврат

Выполнить

Рис. 40 Введения вихідних даних при підборі фанкойла

Результат розрахунку за замовчуванням відкривається на закладці **Охлаждения**. У наведеній таблиці вибираємо типорозмір фанкойла 4031 у якого охолоджуюча здатність становить $Q_{охл}=2021$ Вт, див. рис. 41.

ОХЛАЖД. НАГРЕВ

Конфигурация: 4-трубный

Типоразмер:	Qt (кВт)	Qs (кВт)
2021	1.002	0.865
2031	1.229	0.986
3021	1.242	1.143
3031	1.635	1.299
4021	1.659	1.321
4031	2.021	1.656
5021	2.192	1.837
5031	2.551	2.027
6021	2.807	2.054
6031	3.388	2.324
7021	3.229	2.754
7031	4.238	3.456
8021	4.388	3.837
8031	5.087	4.098
9021	6.235	4.966
9031	6.94	5.654

3

AWC

Возврат

Печатаь характеристики блока

Рис. 41 Підбір фанкойла для літнього періоду

Перейшовши на закладку **Нагрев**, перевіряємо обраний типорозмір фанкойла на здатність компенсувати тепловтрати в приміщенні. $Q_{\text{нагр}} = 2118$ Вт, див. рис.42

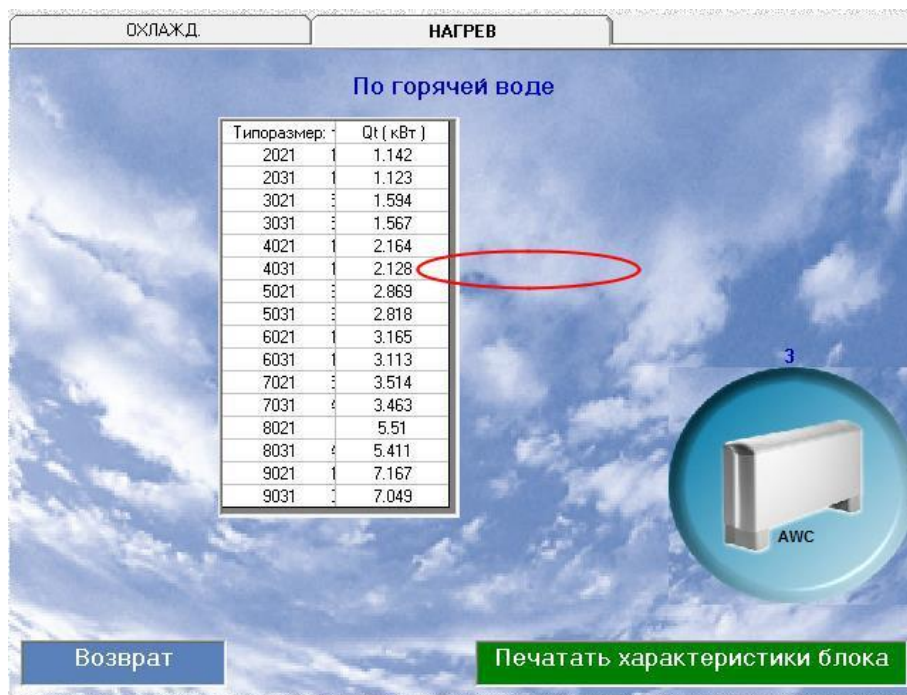


Рис. 42 Підбір фанкойла для зимового періоду

Результати розрахунку зберігаються. Аналогічним чином роблять підбір фанкойлів для інших приміщень. Результати розрахунків зводять в табл. 12.

Табл. 12 Таблица підбору фанкойлів

Найменування приміщень	Баланс тепла в приміщенні, Вт		Фанкойл		Навантаження на 1 фанкойл, Вт	
	Літо	Зима	Марка	Кіл-ть	Літо	Зима
Офіс 1	2140	1130	AWC 2031	2 ¹	2x1230	1130
Офіс 2	1730	400	AWC 2021	2 ₁	2x1000	1140
Офіс 3	2800	1240	AWC 3031	2 ¹	2x1640	1570
Офіс 4	3800	1850	AWC 4031	2 ¹	2x2020	2130
Кімната переговорів	3950	3340	AWC 4031	2	2x2020	2130
Коридор	1440	1750	AWC 3031	1	1x1640	1640
				Разом	17460	

¹ – Встановлено два фанкойла, один з яких працює тільки в літній період року, і до системи опалення не підключено, а другий працює і влітку і взимку.

Технічні характеристики фанкойлів наведено в табл. 13

Табл. 13 Зведена таблиця технічних характеристик фанкойлів

Приміщення	Типорозмір моделі	Швидкість вентилятора	Витрата повітря, м ³ /год	Режим охолодження		Режим нагрівання		Lp, дБ(А)
				Расход воды, л/год	WP D, кПа	Расход воды, л/год	WP D, кПа	
Офіс 1	2031	V3	224	266	27	184	4	36
	2031	V3	224	266	27	-	-	36
Офіс 2	2021	V3	205	223	18	188	4	35
	2021	V3	205	223	18	-	-	35
Офіс 3	3031	V3	258	356	12	246	9	41
	3031	V3	258	356	12	-	-	41
Офіс 4	4031	V3	343	439	19	327	17	34
	4031	V3	343	439	19	-	-	34
Кімната переговорів	4031	V3	343	439	19	327	17	34
	4031	V3	343	439	19	327	17	34
Коридор	3031	V3	258	356	12	246	9	41

1.13 Гідравлічний розрахунок системи холодопостачання

Чіллер **AQL R407C 35** обслуговує камеру зрошення припливного агрегату і фанкойли, розташовані в розрахункових приміщеннях. Вибраний чіллер не має гідромодуля. Схема обв'язки чіллера представлена на рис. 43.

Фактично гідравлічний розрахунок мережі холодопостачання можна розбити на кілька контурів:

- Випарник чіллера-насос;
- Насос-розподільний колектор;
- Колектор-камера зрошення центрального кондиціонера;
- Колектор-фанкойли.

В даних методичних вказівках розглядається гідравлічний розрахунок контуру колектор-фанкойли.

Розводка трубопроводів від колектора до камери зрошення центрального кондиціонера і до фанкойлів може бути виконана з **мідних труб**.

Швидкість руху води в трубопроводах приймається в наступних діапазонах:

- Відкрито прокладених трубопроводах (від колектора до входу в будівлю і технічному приміщенні першого поверху)– **1,5 – 2 м/с**
- У приміщеннях не більше **1,0 м/с**

Зовнішні діаметри мідних трубопроводів при товщині стінки, мм – **12.0x1.0, 15.0x1.0, 18.0x1.0, 22.0x1.0, 28.0x1.0, 35.0x1.2, 42.0x1.5, 54.0x1.5, ...**

Методика гідравлічного розрахунку мережі з **мідних трубопроводів** полягає в наступному [6]:

1. Визначається витрата рідини, що протікає по ділянці трубопроводу

$$g = 3600 \frac{\Sigma Q}{c \Delta t}, \text{ л/год} \quad (7)$$

Тут ΣQ - навантаження по холоду на ділянці, кВт

c – питома теплоємність води, рівна **4,187 кДж/(кг⁰С)**

t – перепад температур, для систем холодопостачання **$t=12-7=5^0\text{С}$**

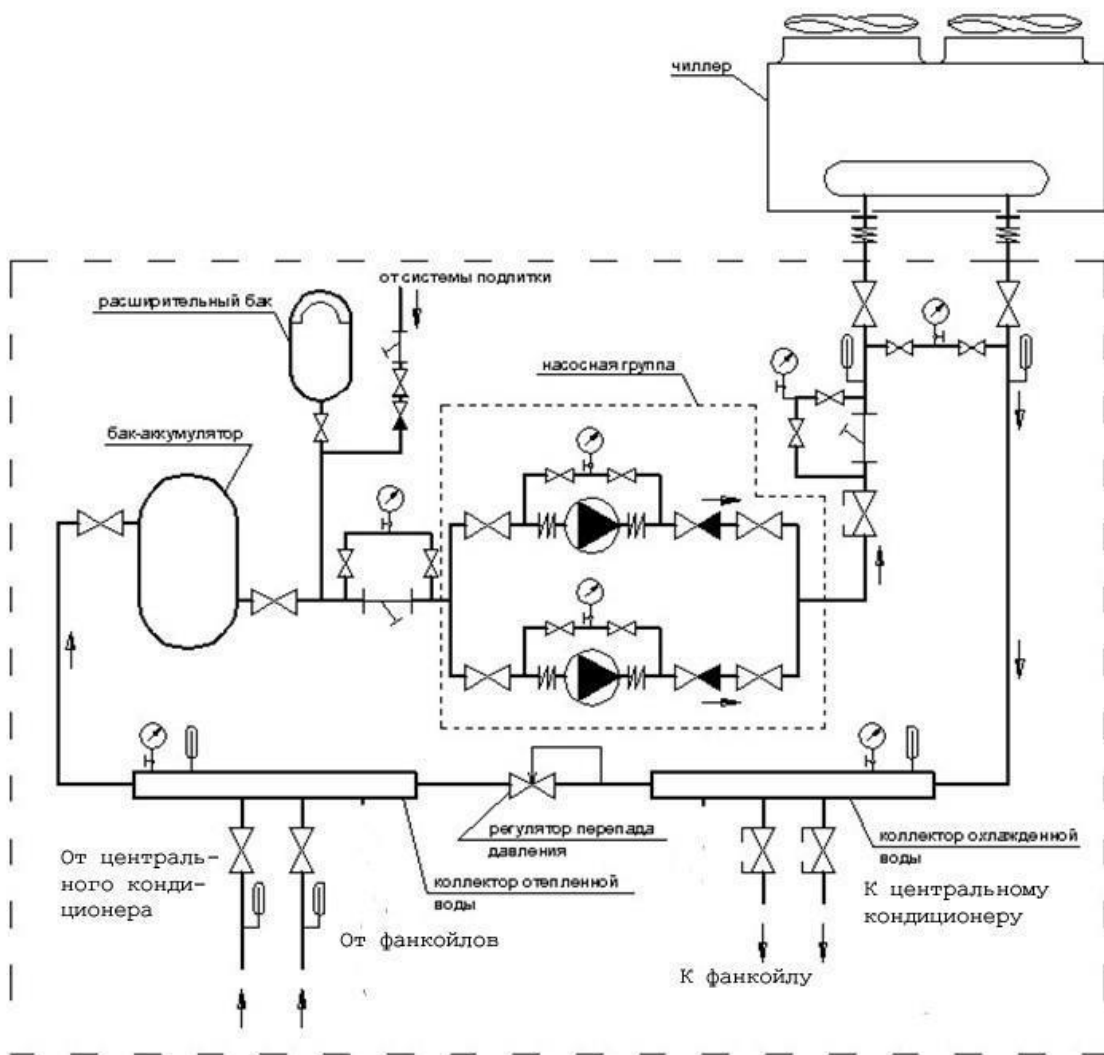


Рис. 43 Схема обв'язки чілера AQLR 407C 35

2. Задавшись швидкістю води, V_{cp} , м/с, визначається діаметр трубопроводу

$$d = \sqrt{\frac{g \cdot 4}{3600 \cdot \rho \cdot \pi \cdot V_{cp}}}, \text{ м} \quad (8)$$

де ρ – щільність води, при $t=7\div 12^{\circ}\text{C}$ $\rho=1000\text{кг/м}^3$.

3. Підставивши чисельні значення в формулу (8) отримаємо

$$d = 0,000595 \cdot \sqrt{\frac{g}{V_{cp}}}, \text{ м} \quad (9)$$

4. Втрати тиску на одиницю довжини i , Па/м для системи холодопостачання визначаються за формулою

$$i = 0,0161 \cdot v^{0,25} \cdot V_{cp}^{1,75} \cdot d^{-1,25}, \text{ Па/м} \quad (10)$$

у формулі (10) v – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$, для даного діапазону температур $v=0,00000145 \text{ м}^2/\text{с}$.

5. Втрати тиску на ділянці трубопроводу визначаємо за формулою

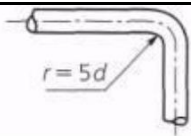
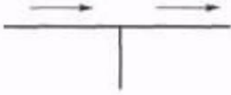
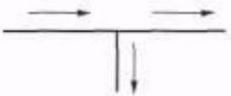

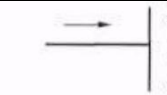
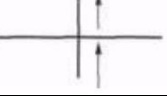
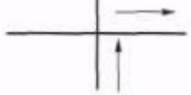




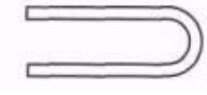
$$\Delta P = L \cdot i + \frac{\rho V_{cp}^2}{2} \cdot \Sigma \xi + \Delta P_{местн}, \text{ Па} \quad (11)$$

тут – L довжина ділянки трубопроводу, м,

$\Sigma \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів (КМО) на ділянці, приймається за табл. 14.

$\Delta P_{местн}$ – втрати тиску запірної і терморегулюючої арматури, Па

Т а б . 14 - Коефіцієнти місцевого гідравлічного опору гнутих мідних труб і фітингів

Деталь	Схематичне зображення деталі	Значення коефіцієнта
Відвід з радіусом закруглення $\geq 5d$: 90° 45°		0,5
Трійники: на прохід		0,5
на відгалуження 90°		1,5
на злиття 90°		1,5
на поділ потоку		3,0
Хрестовина: на прохід		2,0
на відгалуження		3,0
Відступ		0,5
Скоба		1,0
Раптове розширення		1,0
		0,5
Калач		0,7

Розглянемо послідовність гідравлічного розрахунку циркуляційного кільця від колектора до найбільш віддаленого фанкойла в **Коридорі**.

Площинна схема системи холодопостачання циркуляційного кільця **колектор – фанкойли** представлена на рис. 44. Для зручності читання схеми на ній представлено тільки циркуляційне кільце через найбільш віддалений фанкойл з нанесенням розрахункових ділянок.

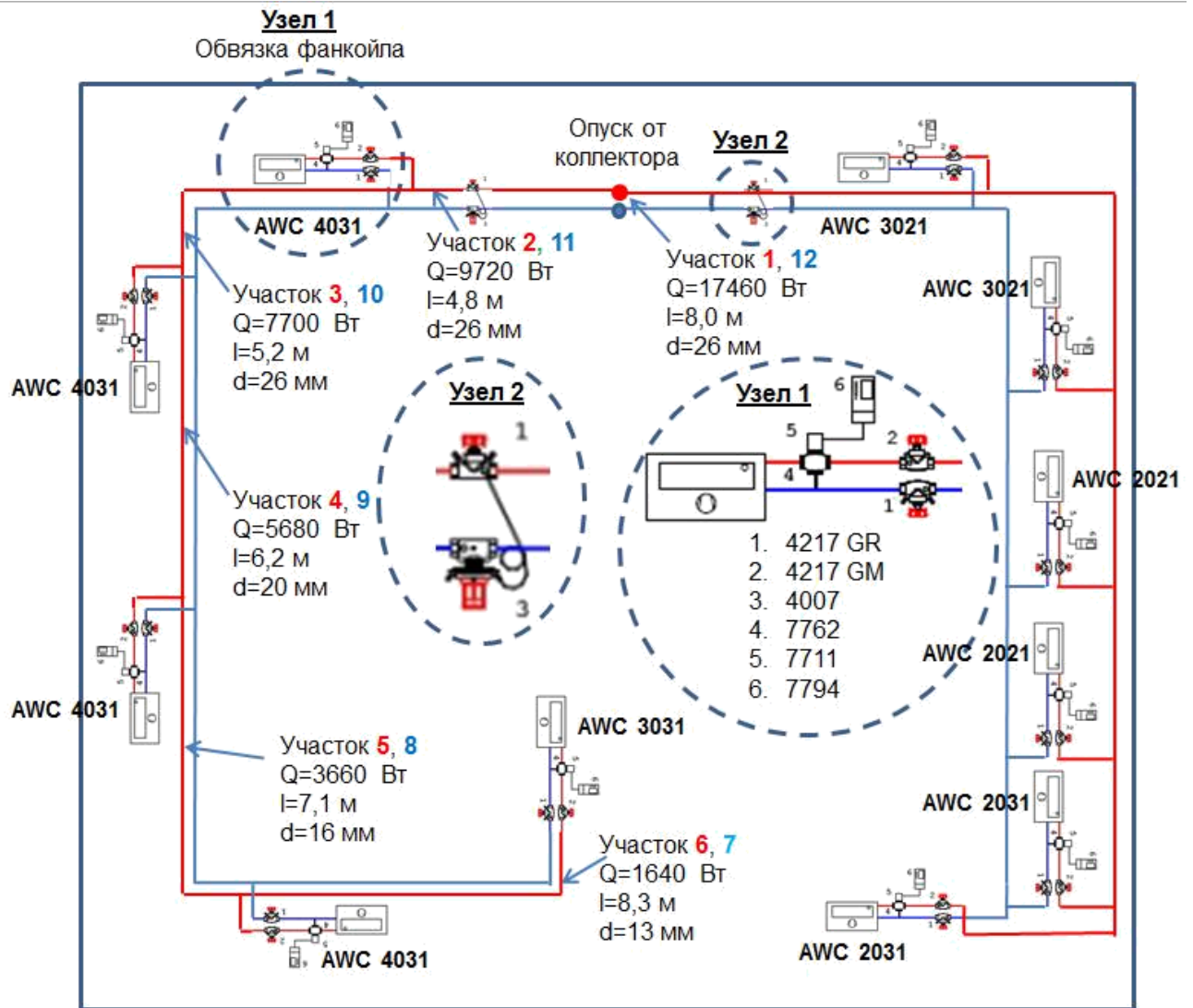


Рис. 44 Площинна схема розташування фанкойлів

1. 4217 GR – вентиль балансый Штремакс GR зі зливом; 2. 4217 GM - вентиль балансый Штремакс GM з вимірювальними клапанами; 3. 4007 - регулятор перепаду тиску; 4. 7762 – триходовий термостатичний клапан; 5. 7711 – термомотор; 6. 7794 - регулятор кімнатної температури

Ділянка 1.

1. На першій ділянці $\Sigma Q_1 = 17,460$ кВт. Тоді за формулою (7) знаходимо витрата рідини

$$g = \frac{3600 \cdot 17,460}{4,187 \cdot 5} = 3002 \text{ , кг/год}$$

2. При швидкості руху рідини $V_{cp} = 1,5$ м/с розраховуємо діаметр трубопроводу на ділянці за формулою (9).

$$d = 0,000595 \cdot \sqrt{\frac{3002}{1,5}} = 0,0266 \text{ , м}$$

Приймаємо найближчий діаметр трубопроводу – **d=28.0x1.0** мм. При цьому швидкість руху рідини підвищиться і буде дорівнює **V_{ср}=1,53 м/с**.
 3. Втрати тиску на одиницю довжини трубопроводу за формулою (10).

$$i = 0,0161 \cdot 0,00000145 \cdot 0,25 \cdot 1,75 \cdot (-1,25) \cdot 1,53 \cdot 0,026 = 0,113 \quad \text{Па/м}$$

4. За формулою (11) визначаємо втрати тиску на ділянці, якщо на ділянці є наступні місцеві опору:

а) раптове звуження після колектора – **ξ_{вн.с.}=1,0**;

б) три відведення 90° – **ξ_{отв.}=0,5x2=1,5**; в)

трійник на відгалуження – **ξ_{тр.отв.}=1,5**;

Всього: Σξ₁=1+1,5+1,5=4,0

На першому ділянці є додатковий опір **P_{местн.}** від вентиля балансового **Штремакс 4217 GR** фірми **HERZ**.

Втрата тиску в балансовому вентилі **P_{бв1.}**, Па, визначається за допомогою номограми клапана, як це показано на рис. 54 (**сині стрілки**).

При **g₁=3002 кг/год**, задаючись величиною гідравлічної установки **n = 4,0**, втрата тиску в балансовому вентилі складе **P_{бв1}=11,6 кПа** і **k_v= 8,5 м³/ч**. У разі якщо в результаті розрахунку діаметр трубопроводу на ділянці буде відмінний, ніж у прикладі, слід користуватися номограммами додатки Д.8. Втрати тиску на ділянці 1 за формулою (11) становитимуть

$$\Delta P = 8 \cdot 0,113 + \frac{1000 \cdot 1,53^2}{2} \cdot 4,0 + 11600 = 16280 \quad \text{Па}$$

Ділянка 2.

1. На другій ділянці **ΣQ₂=9,720 кВт**. Тоді за формулою (7) знаходимо витрата рідини

$$g_2 = 3600 \frac{9,720}{4,187 \cdot 5} = 1671 \quad \text{кг/год}$$

2. При швидкості руху рідини **V_{ср}=0,9 м/с** розраховуємо діаметр трубопроводу на ділянці за формулою (9).

$$d = 0,000595 \cdot \sqrt{\frac{1671}{0,9}} = 0,0256, \quad \text{м}$$

Приймаємо найближчий діаметр трубопроводу – **d=28.0x1.0** мм (фактично внутрішній діаметр трубопроводу – **25,4 мм**). При цьому швидкість руху рідини підвищиться і буде дорівнює **V_{ср}=0,91 м/с**.

2. Втрати тиску на одиницю довжини трубопроводу за формулою (10).

$$i = 0,0161 \cdot 0,00000145 \cdot 0,25 \cdot 0,91 + \frac{1,75}{2} \cdot 0,026 - 1,25 = 0,047 \quad \text{Па/м}$$

4. За формулою (11) визначаємо втрати тиску на ділянці, якщо на ділянці є наступні місцеві опору:

а) трійник на відгалуження – $\xi_{\text{тр.отв.}}=1,5$;

Всього: $\Sigma\xi_2=1,5$

На другій ділянці додатковий опір $P_{\text{местн.}}$ є від вентиля балансового Штремакс 4217 GR фірми HERZ.

Втрата тиску в балансовому вентилі $P_{\text{бв2.}}$, Па, визначається за допомогою номограми клапана, як це показано на рис. 45 (зелені стрілки). При $g_2=1671$ кг/год, задаючись величиною гідравлічної настройки $n = 4,0$, втрата тиску в балансовому вентилі складе $P_{\text{бв2}}=4,0$ кПа и $k_v= 8,5$ м³/год.

Втрати тиску на ділянці 2 за формулою (11) становитимуть

$$\Delta P = 4,8 \cdot 0,047 + \frac{1000 \cdot 0,91}{2} \cdot 1,5 + 4000 = 4621 \quad \text{Па}$$

На ділянках **3, 4, 5, 8, 9 і 10** немає додаткових опорів $P_{\text{местн.}}$. Для цих ділянок розрахунок зводиться до обчислення за формулами (7)-(11).

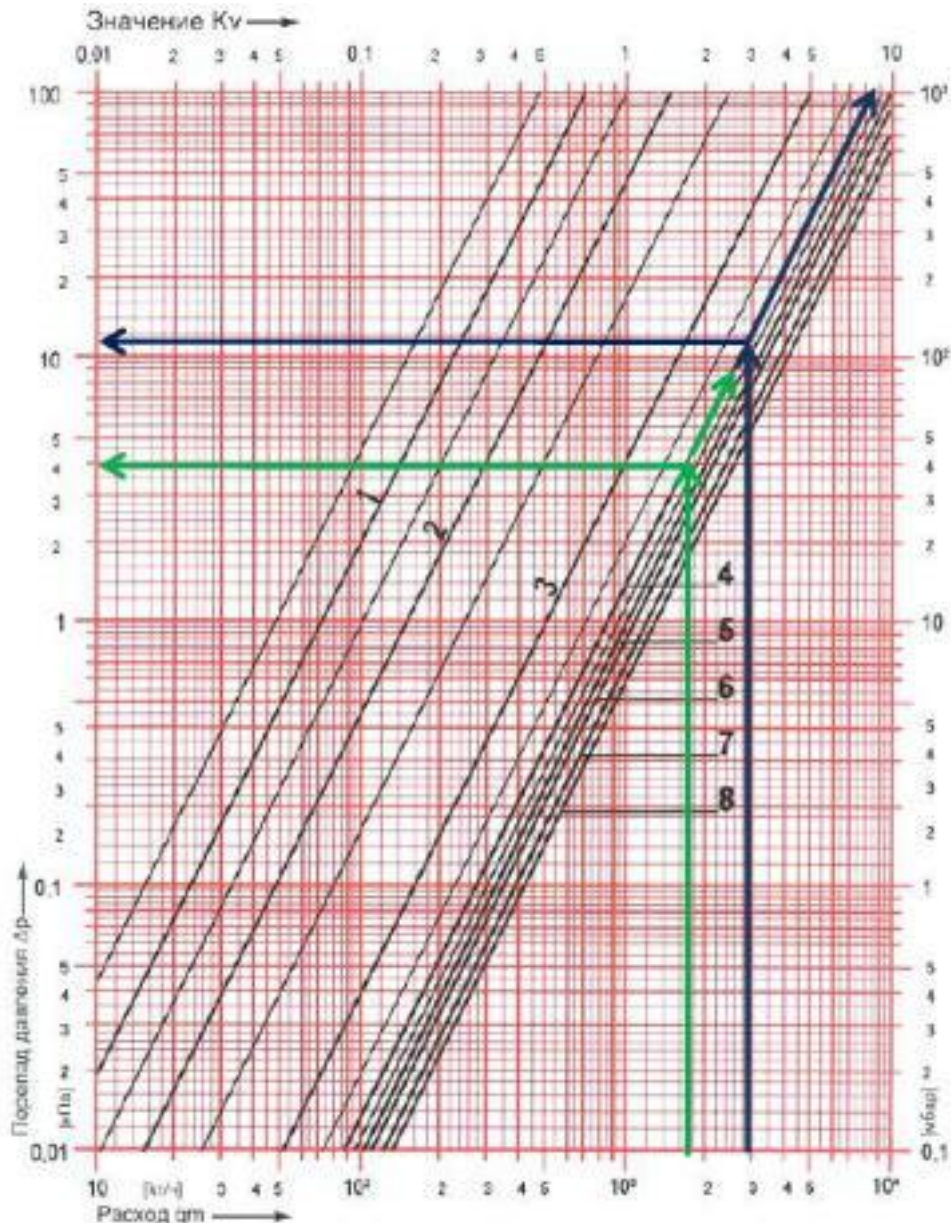


Рис. 45 Приклад визначення $R_{кл}$. балансового вентиля ШТРЕМАКС-GR, встановлюється на ділянці 1 ($g_1= 3002$ кг/год, $P_{бв1.}= 11,6$ кПа, $k_v= 8,5$ м³/год) і на ділянці 2 ($g_2= 1671$ кг/год, $P_{бв2.}= 4,0$ кПа, $k_v= 8,5$ м³/год)

Ділянка 6.

1. На шостой ділянці $\Sigma Q_6=1,64$ кВт (навантаження фанкойла в коридорі див. табл. 12)
2. Витрата рідини за табл.13 становить:

$$g_6 = 356, \text{ кг/год}$$

3. Діаметр трубопроводу при приєднанні до фанкойлу АВС 3031 півдюйма. Приймаємо діаметр трубопроводу 15,0x1,0 мм, тобто 13 мм.

Знаючи діаметр і витрата рідини за формулою (9) визначаємо швидкість.

Швидкість руху рідини складе $V_{cp}=0,74$ м/с.

4. Втрати тиску на одиницю довжини трубопроводу за формулою (10).

$$i = 0,0161 \cdot 0,00000145^{0,25} \cdot 1,75^{-1,75} \cdot 0,74^{-1,75} \cdot 0,013^{-1,75} = 0,075 \text{ Па/м}$$

5. За формулою (11) визначаємо втрати тиску на ділянці, якщо на ділянці є наступні місцеві опору:

а) три відведення 90^0 – $\xi_{отв.}=0,5 \times 3=1,5$;

Всього: $\Sigma \xi_6=1,5$

На шостой ділянці додатковий опір $R_{местн. с}$:

- від триходового полудюймового термостатичного клапана 7762 фірми HERZ, див. рис. 46;
- від вентиля балансового Штремакс 4217 GM фірми HERZ;
- половина опору теплообмінника фенкойла AWC 3021.



d1/2" арт. 1776251
d1/2" арт. 1776261
d3/4" арт. 1776262



d1/2" арт. 1776351
d1/2" арт. 1776361
d3/4" арт. 1776362

d	Артикул		$k_v, \text{ м}^3/\text{ч}$	$\zeta_{кл}$	Максимальная расчетная теплопроизводительность (холодопроизводительность) при $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, т	Максимальный расчетный расход, кг/ч
1	2	3	4	5	6	7
d1/2"	1776251	1776351	2,50	16	7000	600
d1/2"	1776261	1776361	4,00	7	10000	900
d3/4"	1776262	1776362	5,00	14	14000	1200

Общий вид и гидравлические характеристики клапанов типа ГЕРЦ арт.№ 7762 применительно к низкотемпературным системам отопления и холодоснабжения.

Рис. 46 Характеристики клапана 7762 фірми ГЕРЦ

Втрату тиску в трехходовом клапані арт. №1776251 можна визначити за формулою (12)

$$\Delta P_{кл} = 0.1 \cdot \left(\frac{g}{K \cdot v} \right)^2 \quad \text{Па} \quad (12)$$

$$\Delta P_{клб} = 0.1 \cdot \left(\frac{356}{2.5} \right)^2 = 2030 \quad \text{Па}$$

Втрата тиску в балансовому вентилі арт. №4217 GM $P_{бв6}$, Па, визначається за допомогою номограми клапана, див. рис. 47. При $g_6=356$ кг/год, задаючись величиною гідравлічної настройки $n = 3,0$, втрата тиску в балансовому вентилі складе $P_{бв6}=2.2$ кПа и $k_v= 2,2$ м³/год.

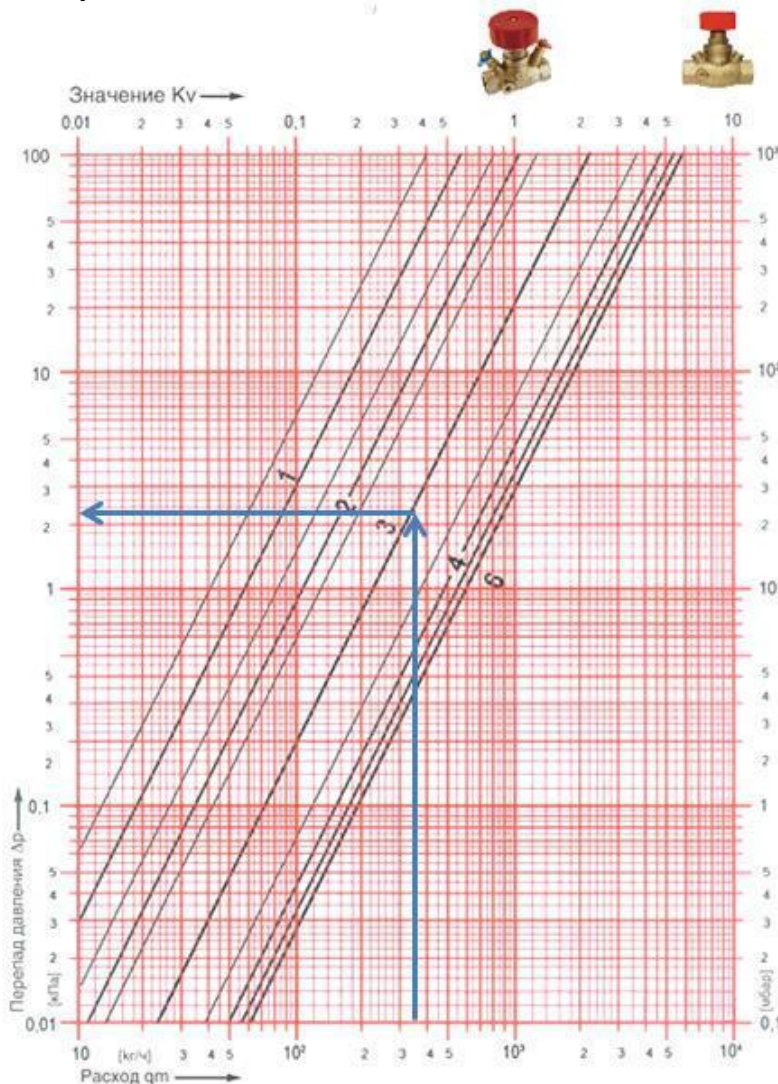


Рис. 47 Приклад визначення $P_{бв}$. балансних вентилів ШТРЕМАКС-GR і GM, встановлюються на ділянці 6 і 7 ($g_{бу7} = 356$ кг/год, $P_{бвбу7} = 2.2$ кПа, $k_v= 2.2$ м³/год)

Половина опору теплообмінника фенкойла АВС 3021 становить $P_{ф}=12/2=6$ кПа, див. табл.13.

Всього $P_{местн6}=2030+2200+6000=10230$ Па

Втрати тиску на ділянці 6 за формулою (11) становитимуть

$$\Delta P_6 = 8,3 \cdot 0,075 + \frac{1000 \cdot 0,74^2}{2} \cdot 1,5 + 10230 = 10640 \quad \text{Па}$$

Ділянка 7.

1. На сьомій ділянці $\Sigma Q_7 = 1,64$ кВт. Витрата рідини за табл. 13

$$g_7 = 356, \quad \text{кг/год}$$

2. Діаметр трубопроводу при приєднанні до фэнкойлу АWC 3031 півдюйма. Приймаємо діаметр трубопроводу 15,0x1,0 мм, тобто 13 мм. Знаючи діаметр і витрата рідини за формулою (9) визначаємо швидкість.

Швидкість руху рідини складе $V_{cp} = 0,74$ м/с.

3. Втрати тиску на одиницю довжини трубопроводу за формулою (10).

$$i = 0,0161 \cdot 0,00000145^{0,25} \cdot 1,75 \cdot 0,74^{-1,75} \cdot 0,013^{-1,25} = 0,075 \quad \text{Па/м}$$

4. За формулою (11) визначаємо втрати тиску на ділянці, якщо на ділянці є наступні місцеві опору:

а) три відведення 90° – $\xi_{отв.} = 0,5 \times 3 = 1,5$;

б) трійник на прохід - $\xi_{тр.пр.} = 1,5$.

Всього: $\Sigma \xi_7 = 3,0$

На сьомій ділянці додатковий опір $P_{местн. \epsilon}$:

- від вентиля балансового Штремакс 4217 GR фірми HERZ;
- половина опору теплообмінника фенкойла АWC 3031.

Втрата тиску в балансовому вентилі арт. №4217 GR P_{667} , Па, визначається за допомогою номограми клапана, див. рис. 56. При $g_7 = 356$ кг/год, задаючись величиною гідравлічної настройки $n = 3,0$, втрата тиску в балансовому вентилі складе $P_{667} = 2,2$ кПа и $k_v = 2,2$ м³/год.

Половина опору теплообмінника фенкойла АWC 3031 складає

$$P_{\phi} = 12/2 = 6,0 \quad \text{кПа, див. табл. 12}$$

Всього $P_{местн7} = 2200 + 6000 = 8200$ Па

Втрати тиску на ділянці 7 за формулою (11) становитимуть

$$\Delta P_7 = 8,3 \cdot 0,075 + \frac{1000 \cdot 0,74^2}{2} \cdot 3,0 + 8200 = 9020 \quad \text{Па}$$

Ділянка 11.

1. На одинадцятій ділянці $\Sigma Q_{11}=9,720$ кВт. Тоді за формулою (7) знаходимо витрату рідини

$$g_{11} = 3600 \frac{9.720}{4,187 \cdot 5} = 1671, \text{ кг/год}$$

2. При швидкості руху рідини $V_{cp}=0,9$ м/с розраховуємо діаметр трубопроводу на ділянці за формулою (9).

$$d = 0,000595 \cdot \sqrt{\frac{1671}{0,9}} = 0,0256, \text{ м}$$

Приймаємо найближчий діаметр трубопроводу – $d=28.0 \times 1.0$ мм. При цьому швидкість руху рідини підвищиться і буде дорівнює $V_{cp}=0,91$ м/с.

3. Втрати тиску на одиницю довжини трубопроводу за формулою (10).

$$i = 0,0161 \cdot 0,00000145^{0,25} \cdot 0,91^{1,75} \cdot 0,026^{-1,25} = 0,047 \text{ Па/м}$$

4. За формулою (11) визначаємо втрати тиску на ділянці, якщо на ділянці є наступні місцеві опору:

а) трійник на відгалуження – $\xi_{тр.отв.}=1,5$;

Всього: $\Sigma \xi_{11}=1,5$

На ділянці 11 додаткове опір $P_{местн.}$ є від регулятора перепаду тиску **4007** фірми **HERZ**.

При $g_{11}=1671$ кг/ч, втратах тиску у відгалуженні $P_{ст.}=15$ кПа = **150** мбар, різниці тисків трубопроводу в точках приєднання відгалуження $P_0=25$ кПа.

Втрати тиску, які необхідно погасити на регуляторі перепаду тиску $P_p = \Delta P_0 - P_{ст.} - P_{об11} = 25 - 15 - 4 = 6,0$ кПа.

Пропускна здатність регулятора дорівнює

$$K_v = \frac{g}{100 \sqrt{\Delta P_p}} \quad \text{м}^3/\text{ГОД} \quad (13)$$

$$K_v = \frac{1671}{100 \sqrt{6}} = 6,82 \quad \text{м}^3/\text{год}$$

Даним значенням типового ряду регуляторів задовольняє клапан з розміром **1" (DN 25) 1 4007 03**, $K_{vs} = 9,5 \text{ м}^3/\text{год}$. По діаграмі регулятора **4007** з діаметром 1" при витраті **1671** (л/год) і перепаді на стояку **15 кПа (150 мбар)** значення налаштування повинно бути **148**, див. рис. 48 (сині стрілки).

DN 25

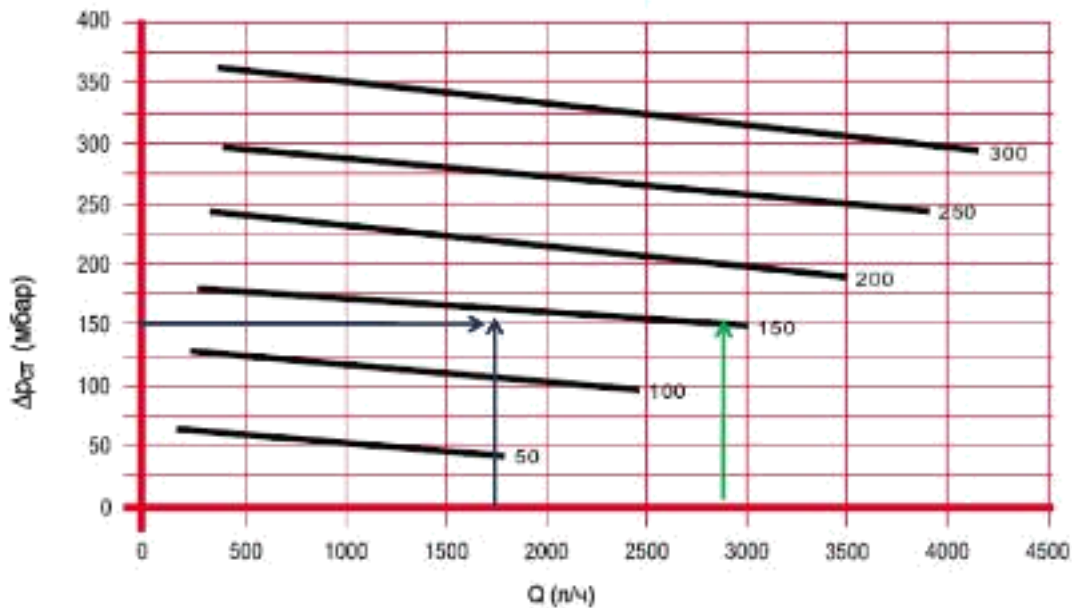


Рис. 48 Номограма автоматичного регулятора перепаду тисків 4007

Розраховуємо втрати тиску в регуляторі **4007** за K_{vs} .

$$\Delta P_p = \left(0,01 \frac{g}{K_{vs}} \right)^2 \quad \text{или} \quad \Delta P_p = \left(\frac{0,01 \cdot 1671}{9,5} \right)^2 = 3,1, \text{ кПа}$$

У відповідності з цим падіння тиску на балансувальне вентилі буде дорівнює $P_{бв11} = \Delta P_0 - P_{ст.} - P_p = 25 - 15 - 3,1 = 6,9 \text{ кПа}$

Втрати тиску на ділянці 11 по формулі (11) становитимуть

$$\Delta P_{11} = 4,8 \cdot 0,047 + \frac{1000 \cdot 0,91^2}{2} \cdot 1,5 + 6900 = 3720 \text{ Па}$$

Ділянка 12.

1. На дванадцятій ділянці $\Sigma Q_{12} = 17,460 \text{ кВт}$. Тоді за формулою (7) знаходимо витрату рідини

$$g_{12} = 3600 \frac{17,460}{4,187 \cdot 5} = 3002, \text{ кг/год}$$

2. При швидкості руху рідини $V_{cp} = 1,5 \text{ м/с}$ розраховуємо діаметр трубопроводу на ділянці за формулою (9).

$$d = 0,000595 \cdot \sqrt{\frac{3002}{1,5}} = 0,0266, \text{ м}$$

Приймаємо найближчий діаметр трубопроводу – $d = 28,0 \times 1,0 \text{ мм}$. При цьому швидкість руху рідини підвищиться і буде дорівнює $V_{cp} = 1,53 \text{ м/с}$.

3. Втрати тиску на одиницю довжини трубопроводу за формулою (10).

$$i = 0,0161 \cdot 0,00000145 \cdot 0,25 \cdot 1,75 \cdot 1,53 \cdot 0,026 \cdot (-1,25) = 0,113 \quad \text{Па/м}$$

4. За формулою (11) визначаємо втрати тиску на ділянці, якщо на ділянці є наступні місцеві опори:

а) раптове звуження після колектора – $\xi_{\text{вн.с.}}=1,0$;

б) три відведення 90° – $\xi_{\text{отв.}}=0,5 \times 2=1,5$; в)

трійник на відгалуження – $\xi_{\text{тр.отв.}}=1,5$;

Всього: $\Sigma \xi_{12}=1+1,5+1,5=4,0$

На ділянці 12 є додатковий опір $P_{\text{местн.}}$ від регулятора перепаду тиску **4007** фірми **HERZ**.

При $g_{12}=3002$ кг/ч, втрати тиску в відгалуженні $P_{\text{ст.}}=15$ кПа=150 мбар, різниці тисків трубопроводу в точках приєднання відгалуження $P_0=30$ кПа.

Втрати тиску, які необхідно погасити на регуляторі перепаду тиску

$$P_p = \Delta P_0 - P_{\text{ст.}} - P_{\text{отв.}} = 30 - 15 - 11600 = 4,4 \text{ кПа.}$$

Пропускна здатність регулятора визначається за формулою (13)

$$= \frac{3002}{K_v \cdot 100 \sqrt{4,4}} = 14,3 \quad \text{, м}^3/\text{год}$$

Цьому значенню з типового ряду регуляторів задовольняє клапан розміром 1" (DN 25) 1 4007 03, $K_{vs}=9,5$ м³/год. За діаграмою регулятора 4007 з діаметром 1" при витраті 3002 кг/год і перепаді тиску на стояку 15 кПа (150 мбар) значення настройки має бути 150, див. рис. 57 (зелені стрілки).

Розраховуємо втрати тиску в регуляторі **4007** за K_{vs} .

$$\Delta P_p = \left(0,01 \frac{g}{K_{vs}} \right)^2 \text{ или } \Delta P_p = \left(0,01 \frac{3002}{9,5} \right)^2 = 9,98 \quad \text{кПа}$$

Відповідно до цього падіння тиску на балансувальному вентилі дорівнюватиме $P_{\text{бв11}} = P_0 - P_{\text{ст.}} - P_p = 30 - 15 - 9,98 = 5,02$ кПа

Втрати тиску на ділянці 12 по формулі (11) складають

$$\Delta P_{12} = 8 \cdot 0,113 + \frac{1000 \cdot 1,53^2}{2} \cdot 4,0 + 9980 = 14660 \quad \text{Па}$$

Результати гідравлічного розрахунку найбільш протяжного циркуляційного кільця (колектор-фенкойли) зведені в табл. 15

Табл. 15 Гідравлічний розрахунок

№	Q, Вт	g, кг/год	L, м	d, мм	V, м/с	i, Па/м	L i, Па	$\Sigma\xi$	P _{местн.} , Па	P, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Циркуляційний кільце через найбільш віддалений фанкойл										
1	17460	3002	8,0	26	1,53	0,113	0,9	4,0	11600	16280
2	9720	1671	4,8	26	0,91	0.047	0.23	1,5	4000	4620
3	7700	1324	5,2	26	0,71	0.029	0.152	0,5	-	130
4	5680	977	6,2	20	0,52	0.025	0.146	0,5	-	70
5	3660	629	7,1	16	0,33	0,025	0,17	1,0	-	60
6	1640	356	8,3	13	0.74	0.075	0.624	1,5	10230	10640
7	1640	356	8,3	13	0.74	0.075	0.624	1,5	8200	9020
8	3660	629	7.1	16	0,33	0,025	0.17	1,0	-	60
9	5680	977	6,2	20	0,52	0.025	0.146	0,5	-	70
10	7700	1324	5,2	26	0,71	0.029	0.152	0,5	-	130
11	9720	1671	4,8	26	0,91	0.047	0.23	1,5	6900	7520
12	17460	3002	8,0	26	1,53	0,113	0,9	4,0	9980	14660

Розрахункові номограми для балансових вентилів ШТРЕМАКС GR і GM різного діаметру наведені в Д.6

У додатку П.7 наведені нормалі регулятора перепаду тиску 4007

1.14 Питання для самостійного розгляду

Формат даних методичних вказівок не дозволяє в повному обсязі розглянути розрахунок та підбір обладнання системи кондиціонування повітря офісного центру.

Не розглянуті наступні питання:

- акустичний розрахунок (запобігання забруднення від шумових ефектів офісних приміщень);
- то ж для запобігання розповсюдження шуму в навколишнє середовище;
- аеродинамічний розрахунок витяжної вентиляції, припливно-витяжного агрегату;
- перерахунок, якщо це необхідно, у разі установлення шумоглушників повітророзподільної мережі і вентагрегата припливного агрегату;
- розрахунок і підбір витяжного вентилятора агрегату;
- підбір витяжних решіток системи вентиляції;
- розрахунок конденсатопроводу для відведення вологи від фанкойлів;
- розрахунок системи водопостачання для підживлення водою системи холодопостачання;

- підбір розширювального бака і бака-акумулятора системи холодопостачання;
- гідравлічна ув'язка при спільній роботі послідовно встановлених насосів (основного циркуляційного насоса та насоса камери зрошення центрального кондиціонера);
- повний єдиний гідравлічний розрахунок мережі холодопостачання (з ув'язкою всіх циркуляційних кілець) з використанням комп'ютерних програм:
 - насос - чіллер;
 - насос – камера зрошення центрального кондиціонера;
 - насос – фанкойли.
- підбір основного циркуляційного насоса системи холодопостачання;
- розрахунок теплоізоляції трубопроводів і бака-акумулятора системи холодопостачання;
- гідравлічний розрахунок системи теплопостачання (котел – фанкойли та секції нагрівання кондиціонера);
- підбір котла і обладнання топкової;
- автоматизація системи;
- складання специфікації обладнання;
- розробка графічної частини розрахунку (плани, розрізи, аксонометричні схеми, розробка вузлів).

Література

1. ДСТУ-Н Б В.1.1-27: 2010 Строительная климатология;
2. ДБН В.2.5. – 67:2013 Отопление, вентиляция и кондиционирование;
3. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3ч. Ч.3 Вентиляция и кондиционирование воздуха Кн.1/ Б.В.Баркалов, Н.Н.Павлов, С.С.Амирджанов и др.; Под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И. Шиллера.-4-е изд., перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 1992. - 319 с.: ил.- (Справочник проектировщика).
4. Потолочные диффузоры, серия ADLR фирмы TROX.
5. Чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора. Модели AQL 20÷130
6. СТО НП «АВОК» 6.3.1-2007 Трубопроводы из медных труб для систем отопления и водоснабжения

Додатки

Табл. Д.1 РОЗРАХУНКОВІ ПАРАМЕТРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ

Найменування пункта ¹	Розрахунков а географічна широта, °с.п.	Барометрични й тиск, Па	Період року	Параметри А			Параметри Б			Серед н добов а ампліт уд темпе ра тури повітр я °С
				Темпера тура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	скорост ь ветра, м/с	Темпера тура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	скорость ветра, м/с	
1. Винница	48	97000	Теплий Холодний	23 -10	53,6 -6,7	2,8 7,1	27,3 -21	56,9 -19,7	2,8 5,2	11,9 -
2. Днепропетровск	48	101325	Теплий Холодний	26,5 -9	54 -5,4	1 7	31 -23	57,4 -22	1 5,7	11,3 -
3. Запорожье	48	101325	Теплий Холодний	27,1 -8	55,7 -5,4	1 7,8	31,2 -22	58,6 -21,2	1 7,1	12,5 -
4. Измаил	44	101325	Теплий Холодний	27,2 -5	58,6 0	1 9	31,8 -14	61,5 -11,7	1 7	11,8 -
5. Керчь	44	101325	Теплий Холодний	26 -4	60,7 1,3	4,1 10,2	30,3 -15	62,8 -13	4,1 9	11 -
6. Киев	52	99000	Теплий Холодний	23,7 -10	53,6 -6,7	1 5,3	28,7 -22	56,1 -20,7	1 4,2	10,8 -
7. Кировоград	48	99000	Теплий Холодний	25,8 -9	55,3 -5,4	1 6,7	29,7 -22	57,4 -20,7	1 5,7	12,9 -
8. Львов	48	97000	Теплий Холодний	22,1 -9	53,2 -2,5	1 7,1	26,4 -19	57,4 -17,6	1 5,1	10,6 -
9. Луганск	48	101325	Теплий Холодний	27,4 -10	55,3 -6,7	1 6,7	31,8 -25	58,6 -24,3	1 5,2	13,9 -
10. Мариуполь	48	101325	Теплий Холодний	26,6 -9	57,8 -5,4	3,6 12	31,8 -23	60,7 -22,2	3,6 8	11,4 -
11. Николаев	48	101325	Теплий Холодний	27,9 -7	58,2 -2,9	3,2 11	31 -20	62 -18,6	3,2 10	12,5 -
12. Одесса	48	101325	Теплий Холодний	25 -6	59 -1,3	3,3 12	28,6 -18	62 -16,3	3,3 11	8,8 -
13. Полтава	48	99000	Теплий Холодний	24,5 -11	53,6 -8	4,4 6,8	29,4 -23	56,5 -21,9	4,4 6,2	11,5 -
14. Ровно	52	97000	Теплий Холодний	22,6 -9	51,5 -5,4	1 6,8	25,1 -21	55,3 -19,7	1 5,1	10,7 -

Найменування пункту ¹	Розрахункова географічна широта, °с.ш.	Барометричний тиск, Па	Період року	Параметри А			Параметри Б			Середня добова амплітуда температури повітря, °С
				Температура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	скорость ветра, м/с	Температура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	скорость ветра, м/с	
15. Севастополь	44	101325	Теплий Холодний	25 0	60,7 7,1	2,3 10,2	29,4 -11	64,5 -8,4	2,3 9	8,5 -
16. Симферополь	44	97000	Теплий Холодний	26,1 -4	59,5 1,3	1 3,2	31,8 -16	63,2 -14,2	1 8	14 -
17. Тернополь	48	97000	Теплий Холодний	22,1 -9	52,8 -5	1 7,1	26,8 -21	57,4 -19,7	1 5,1	11,8 -
18. Ужгород	48	99000	Теплий Холодний	24,2 -6	54,4 -1,3	1 6	28,1 -18	58,6 -16,3	1 4,3	11,1 -
19. Умань	48	99000	Теплий Холодний	24,1 -9	53,6 -5	1 7,1	28,7 -22	57,8 -19,7	1 5,7	12,7 -
20. Харьков	52	99000	Теплий Холодний	25,1 -11	52,8 -8	1 6,7	29,4 -23	56,1 -22,2	1 6,1	11,6 -
21. Херсон	48	101325	Теплий Холодний	29 -7	57,8 -2,9	1 9,9	30,6 -19	61,5 -17,3	1 8	12,7 -
22. Чернігов	52	99000	Теплий Холодний	23,2 -10	51,5 -6,7	1 4,2	27,8 -23	54,4 -21,9	1 3,8	11 -
23. Ялта	44	101325	Теплий Холодний	26,3 1	61,1 8	1 9	30,5 -6	64,5 -2,5	1 8,7	8,4 -

Табл. П.2 Тепло-, вологонадходження від людей

Характер виконуваної роботи	Температура повітря, °С	Теплонадходження, кДж/год		Вологовиділення, W _{ч,г/год}
		Явні г _я	Повні г _п	
Легка Установи, вузи, швейна промисловість, приладобудування, машинобудування та ін.	15	440	523	55
	20	356	523	75
	25	210	523	115
	30	146	628	150
	35	29	628	200
Середньої тяжкості Ткацько-прядильне виробництво, механоскладальні і зварювальні цехи	15	481	754	10
	20	377	754	140
	25	264	754	185
	30	167	963	230
	35	29	963	280
Важка Ковальські, ливарні, термічні, мартенівські, прокатні цехи	15	586	1068	185
	20	461	1068	240
	25	335	1068	295
	30	188	1465	355
	35	58	1465	415

Додаток Д.3. Дифузор серії ADLR і аксесуари до нього

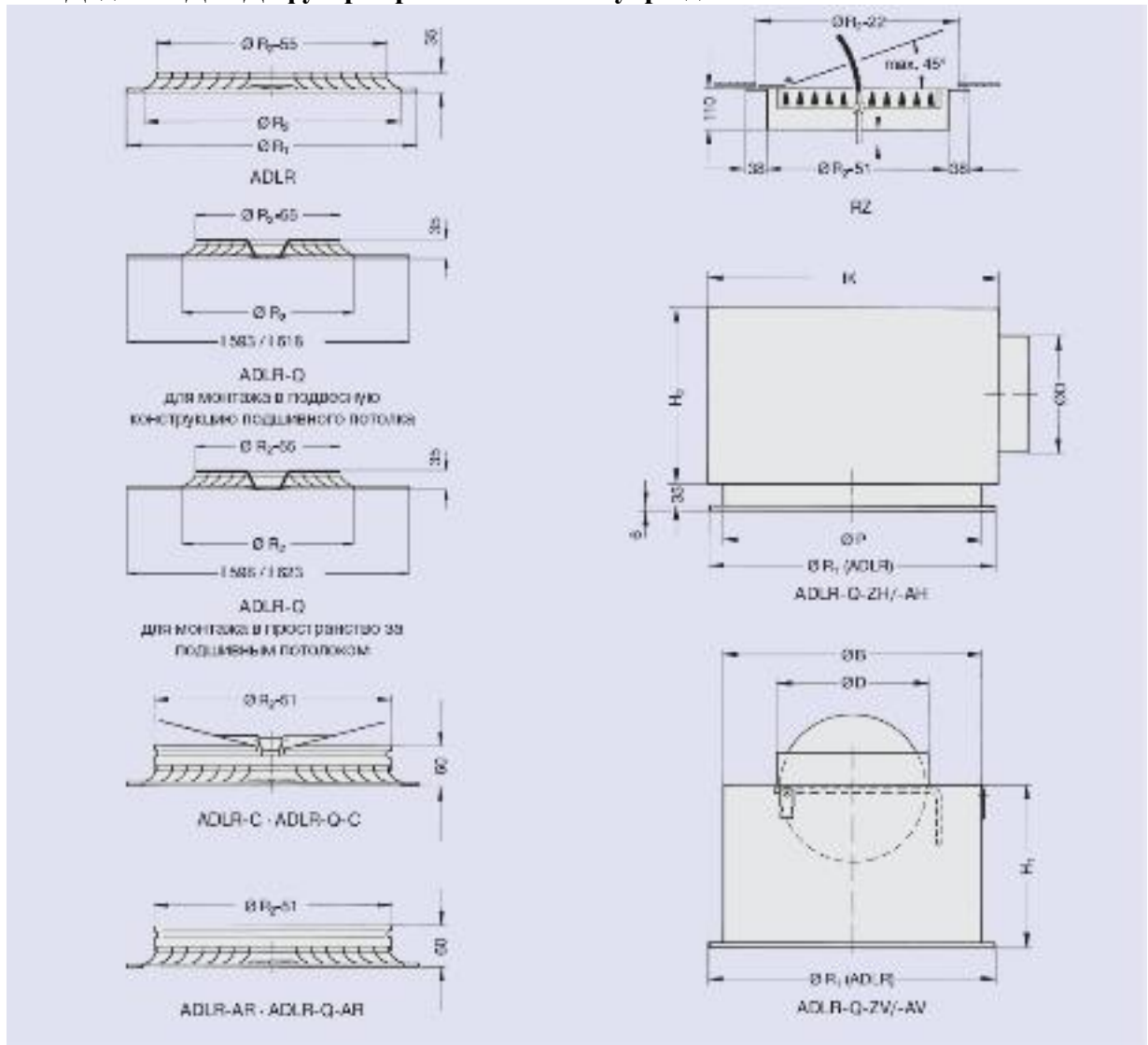


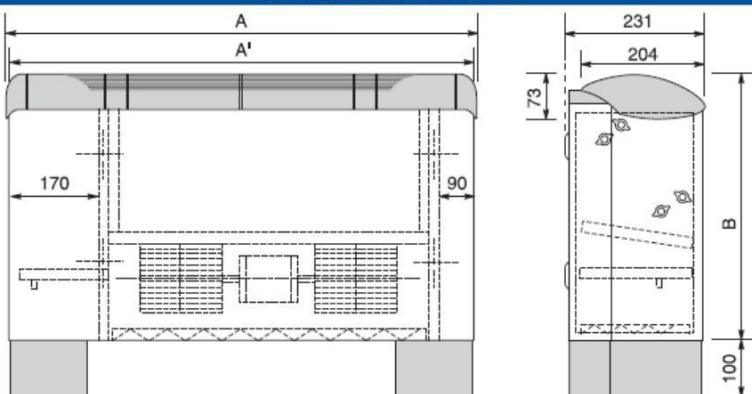
Табл. Д.4 Конструктивні розміри дифузорів серії ADLR та аксесуарів до них

Размер	$\varnothing B$	$\varnothing D$	H_1	H_2	$\square K$	$\varnothing P$	$\varnothing R_1$	$\varnothing R_2$	Вид АК для герметичності патрубків
1	201.5	123	253	220	266	202	244	192	AK 019
2	257.5	158	233	250	290	258	300	246	AK 020
3	313.5	198	233	295	372	314	356	304	AK 021
4	369.5	248	267	345	476	362	412	360	AK 022
5	425.5	248	267	345	476	426	468	416	AK 023
6	481.5	313	298	410	567	482	542	472	AK 024
7	537.5	313	298	410	590	578	598	526	AK 025
8	593.5	313	298	410	615	590	654	534	AK 026

Додаток Д.5.1 Габаритні і приєднувальні розміри фанкойла АВС

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ АВС

НАПОЛЬНЫЙ МОНТАЖ

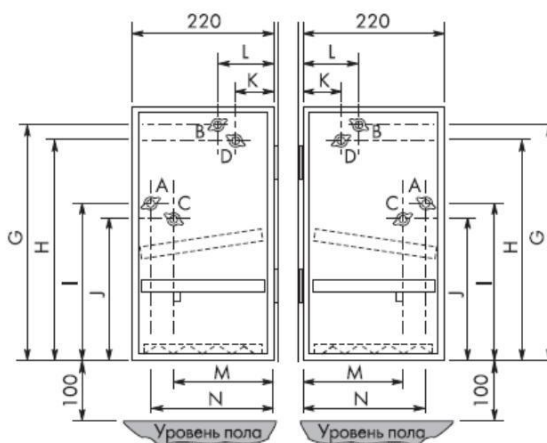


Дополнительный поддон для сбора конденсата и напольные опоры поставляются опционально

ПРИСТЕННЫЙ ПОДВЕСНОЙ МОНТАЖ



ПРАВАЯ/ЛЕВАЯ СТОРОНА ПОДКЛЮЧЕНИЯ



A : вход воды в дополнительный теплообменник
 B : выход воды из дополнительного теплообменника
 C : вход воды в основной теплообменник
 D : выход воды из основного теплообменника

Модели	A	A'	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	Масса
20	768	762	478	500	430	360	150	408	390	256	236	52	95	141	183	20
30	953	947	478	685	430	360	150	408	390	256	236	52	95	141	183	23
40	1138	1132	478	870	430	360	150	408	390	256	236	52	95	141	183	30
50	1323	1317	478	1055	430	360	150	408	390	256	236	52	95	141	183	35
60	1508	1502	478	1240	430	360	150	408	390	256	236	52	95	141	183	39
70	1323	1317	497	1055	530	365	157	506	492	289	233	41	88	145	172	42
80	1508	1502	578	1240	530	365	157	500	489	245	234	40	83	143	186	50
90	1693	1687	578	1425	530	365	157	500	489	245	234	40	83	143	186	56

Размеры указаны в миллиметрах. Масса указана в килограммах

Додаток Д.5.2

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ 4-Х ТРУБНЫХ СИСТЕМ

2-х рядный воздухоохладитель + 1-но рядный воздушонагреватель

Модели	Скорость вентилятора	Расход воздуха, м³/ч	Режим охлаждения				Режим нагрева			Lw, дБ(А)	Lp, дБ(А)
			Qп, Вт	Qн, Вт	Расход воды, л/ч	WPD, кПа	Q, Вт	Расход воды, л/ч	WPD, кПа		
1021	V1	166	956	763	166	10	1464	129	2	49	40
	V2	147	895	709	155	8	1383	121	2	45	37
	V3	126	809	636	140	7	1278	112	2	41	33
	V4	109	702	548	119	6	1158	102	1	37	29
	V5	90	597	460	104	4	1022	90	1	33	25
2021	V1	292	1679	1351	288	28	2500	219	6	53	45
	V2	260	1551	1227	266	25	2410	212	5	49	41
	V3	205	1304	1010	223	18	2139	188	4	43	35
	V4	163	1109	835	191	13	1850	162	3	38	30
	V5	141	928	888	159	10	1500	132	2	34	26
3021	V1	374	2035	1722	349	7,6	3391	298	13,1	56	48
	V2	322	1954	1599	335	7,1	3149	276	11,5	52	44
	V3	267	1651	1342	284	6,0	2852	250	9,7	50	42
	V4	232	1502	1193	257	5,2	2630	231	8,3	45	37
	V5	167	1061	851	182	3,4	2200	193	6,1	39	31
4021	V1	524	2920	2230	501	17	4732	415	29,5	52	44
	V2	443	2569	1870	439	13	4300	379	25,0	47	39
	V3	354	2174	1570	375	10	3799	333	19,9	43	35
	V4	323	2056	1460	353	9	3590	315	18,0	40	32
	V5	272	1841	1290	317	7	3270	287	15,4	37	29
5021	V1	677	4230	3315	727	35	6380	560	51	55	47
	V2	510	3157	2450	540	21	5500	493	39	49	40
	V3	434	2827	2142	483	17	4870	436	33	44	36
	V4	330	2265	1699	389	12	4179	366	24	39	31
	V5	307	2131	1599	367	11	3950	346	22	37	29
6021	V1	843	4762	3237	817	28	6749	592	16	61	53
	V2	708	4120	2789	706	21	6190	543	14	56	48
	V3	598	3679	2481	630	18	5710	501	12	52	44
	V4	545	3439	2302	591	15	5420	476	11	49	41
	V5	431	2882	2012	493	11	4670	409	8	42	34
7021	V1	1058	5529	4495	950	33,8	7995	702	24,6	64	56
	V2	984	5068	3932	871	28,3	7169	628	19,5	60	53
	V3	735	4262	3246	730	20,8	6270	550	15,4	54	46
	V4	624	3735	2830	640	16,3	5689	499	12,3	47	43
	V5	502	3065	2309	526	11,5	4799	421	9,2	44	38
8021	V1	1266	7622	6099	1307	40	11749	1032	49	66	58
	V2	983	6440	5091	1106	28	10440	916	40	59	51
	V3	859	5666	4459	972	23	9609	843	34	56	48
	V4	730	4842	3814	832	17	8673	761	28	53	45
	V5	612	4054	3190	695	12	7399	649	21	49	41
9021	V1	1599	9055	7021	1552	57	14230	1249	74	70	62
	V2	1399	8543	6405	1466	52	13452	1181	67	68	60
	V3	1218	7967	5806	1368	46	12519	1098	59	66	58
	V4	974	6977	4957	1196	36	10970	963	47	61	53
	V5	719	5909	4035	997	26	9112	799	33	55	47

Акустические характеристики приведены для модели в декоративном корпусе.

Значение уровня звукового давления Lp определены для помещений объемом 100 м³ и временем реверберации 0,5 сек.

Режим охлаждения: температура воздуха 37/19°C (по сухому/мокрому термометру), температура охлаждающей воды 7/12°C.

Режим нагрева: температура воздуха 20°C, температура горячей воды 70/60°C.

Обозначения:

Qп - полная холодопроизводительность

Qн - явная холодопроизводительность

Q - теплопроизводительность

WPD - потеря давления воды

Lw - уровень звуковой мощности

Lp - уровень звукового давления

Стандартное подключение 3-х скоростей

Додаток Д.5.3

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ 4-Х ТРУБНЫХ СИСТЕМ

3-х рядный воздухоохладитель + 1-но рядный воздухонагреватель

Модели	Скорость вентилятора	Расход воздуха, м ³ /ч	Режим охлаждения				Режим нагрева			Lw, дБ(А)	Lp, дБ(А)
			Qп, Вт	Qя, Вт	Расход воды, л/ч	WPD, кПа	Q, Вт	Расход воды, л/ч	WPD, кПа		
1031	V1	161	1114	861	191	18	1439	126	2	48	40
	V2	142	1037	784	176	16	1361	119	2	46	38
	V3	122	931	691	158	13	1252	110	2	42	34
	V4	104	804	595	137	10	1134	100	1	38	30
	V5	87	695	505	119	8	1002	88	1	34	26
2031	V1	283	1971	1518	338	42	2463	216	6	53	45
	V2	251	1846	1390	317	37	2370	208	5	50	42
	V3	224	1543	1141	266	27	2102	184	4	44	36
	V4	199	1327	954	227	20	1812	159	3	37	29
	V5	158	1075	755	184	14	1470	129	2	35	27
3031	V1	362	2387	1882	411	15	3335	292	13	56	48
	V2	311	2279	1718	389	14	3096	272	11	52	44
	V3	258	2078	1515	358	12	2801	246	9	49	41
	V4	225	1868	1349	320	10	2580	226	8	45	37
	V5	162	1482	987	256	7	2157	189	6	38	30
4031	V1	509	3398	2663	583	31	4544	398	25	52	44
	V2	419	3007	2289	515	25	4227	371	22	47	39
	V3	343	2580	1820	439	19	3732	327	17	42	34
	V4	313	2409	1784	414	17	3517	309	16	40	32
	V5	263	2128	1550	367	14	3207	281	13	37	29
5031	V1	656	4894	3669	839	27	6277	550	50	55	47
	V2	493	3676	2711	630	16	5398	474	38	48	40
	V3	420	3247	2365	558	13	4875	428	32	45	37
	V4	320	2593	1879	447	9	4095	359	23	39	31
	V5	297	2427	1744	418	8	3870	340	21	37	29
6031	V1	817	5614	3770	961	40	6651	583	15	61	53
	V2	686	4836	3200	828	31	6091	534	13	56	48
	V3	579	4288	2796	735	25	5614	493	11	54	46
	V4	528	3984	2581	684	22	5327	468	10	51	43
	V5	417	3305	2168	569	16	4589	403	8	43	35
7031	V1	1024	7420	5640	1290	24	7880	690	24	64	56
	V2	953	6880	5042	1145	21	7070	620	19	60	53
	V3	712	5471	4055	940	15	6175	541	15	54	46
	V4	604	4696	3460	803	11	5603	492	12	47	43
	V5	486	3813	2808	655	8	4723	414	9	44	38
8031	V1	1226	8833	6708	1516	38	11558	1014	48	66	58
	V2	952	7402	5464	1271	28	10251	899	38	59	51
	V3	832	6491	4779	1113	22	9429	828	33	57	49
	V4	707	5537	4076	951	16	8141	714	25	54	46
	V5	592	4627	3407	792	12	6745	592	18	49	41
9031	V1	1547	10496	8082	1804	37	14011	1229	73	70	62
	V2	1355	8758	7302	1674	32	13230	1160	65	68	60
	V3	1180	8900	6568	1512	27	12300	1079	57	66	58
	V4	944	7500	5491	1296	20	10783	944	45	61	53
	V5	696	6228	4395	1089	14	8916	783	32	53	45

Акустические характеристики приведены для моделей в декоративном корпусе.

Значения уровня звукового давления Lp определены для помещаемой объемом 100 м³ и временем реверберации 0,5 сек.

Режим охлаждения: температура воздуха 27/19°C (по сухому/мокрому термометру), температура охлаждающей воды 7/12°C.

Режим нагрева: температура воздуха 20°C, температура горячей воды 70/60°C.

Обозначения:

Qп : полная холодопроизводительность

Qя : явная холодопроизводительность

Q : теплопроизводительность

WPD : потеря давления воды

Lw : уровень звуковой мощности

Lp : уровень звукового давления

■ Стандартное подключение 3-х скоростей.

Додаток Д.6 Номограми для підбору балансових вентилів ШТРЕМАКС GR і GM різного діаметру

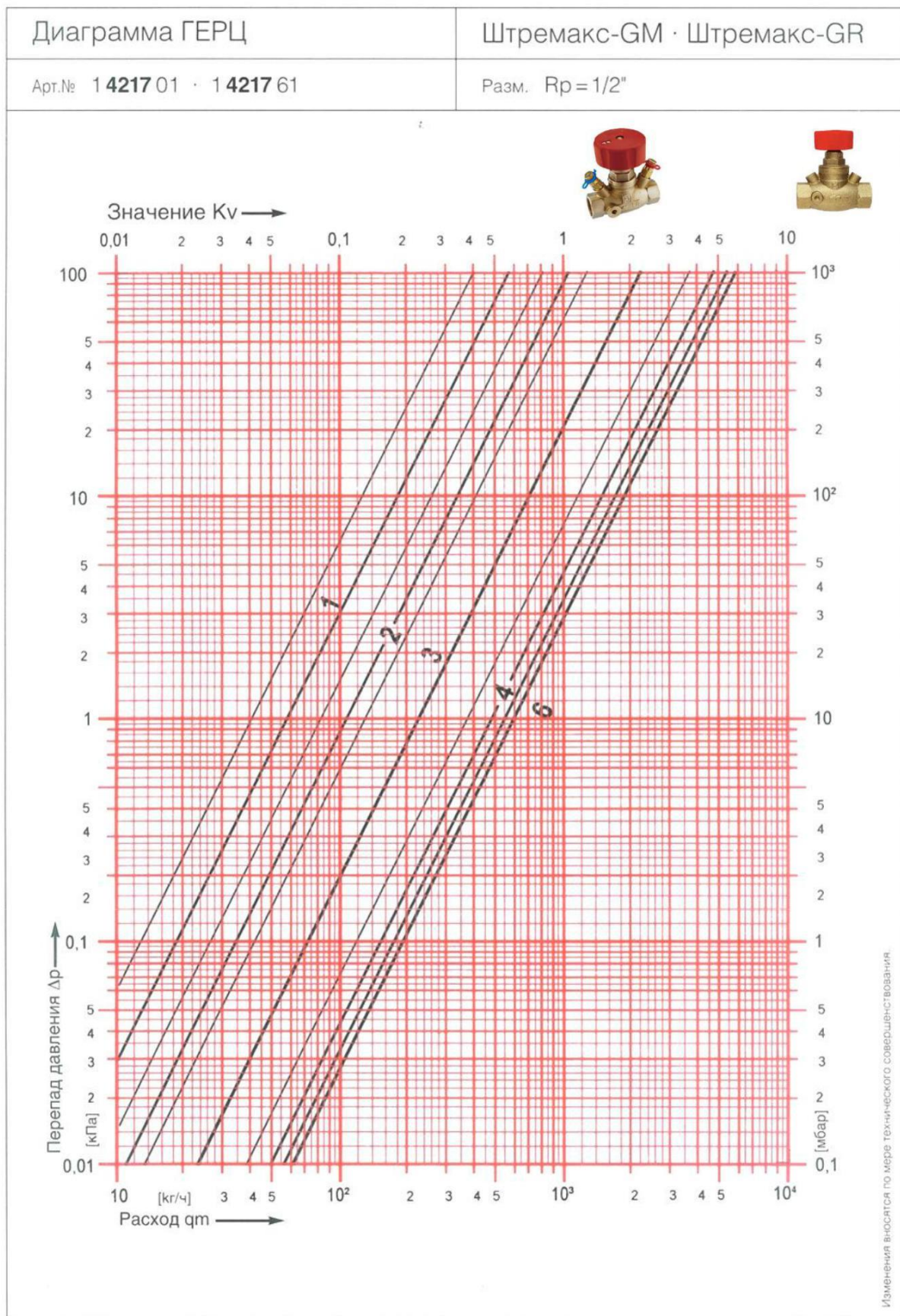
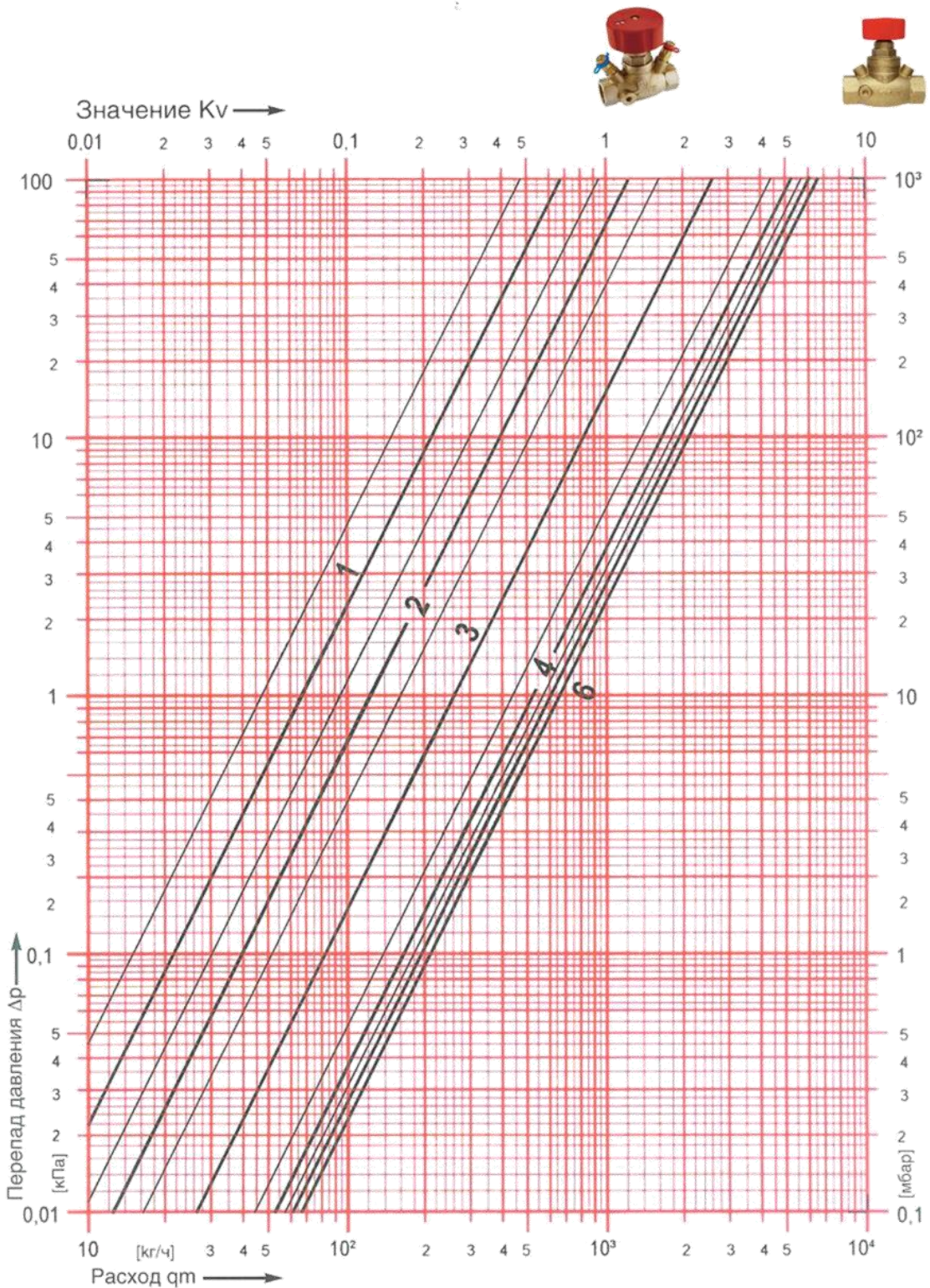


Диаграмма ГЕРЦ

Штремакс-GM · Штремакс-GR

Арт.№ 1 4217 02 · 1 4217 62

Разм. Rp=3/4"



Изменения вносятся по мере технического совершенствования.

Диаграмма ГЕРЦ

Штремакс-GM · Штремакс-GR

Арт.№ 1 4217 03 · 1 4217 63

Разм. Rp = 1"

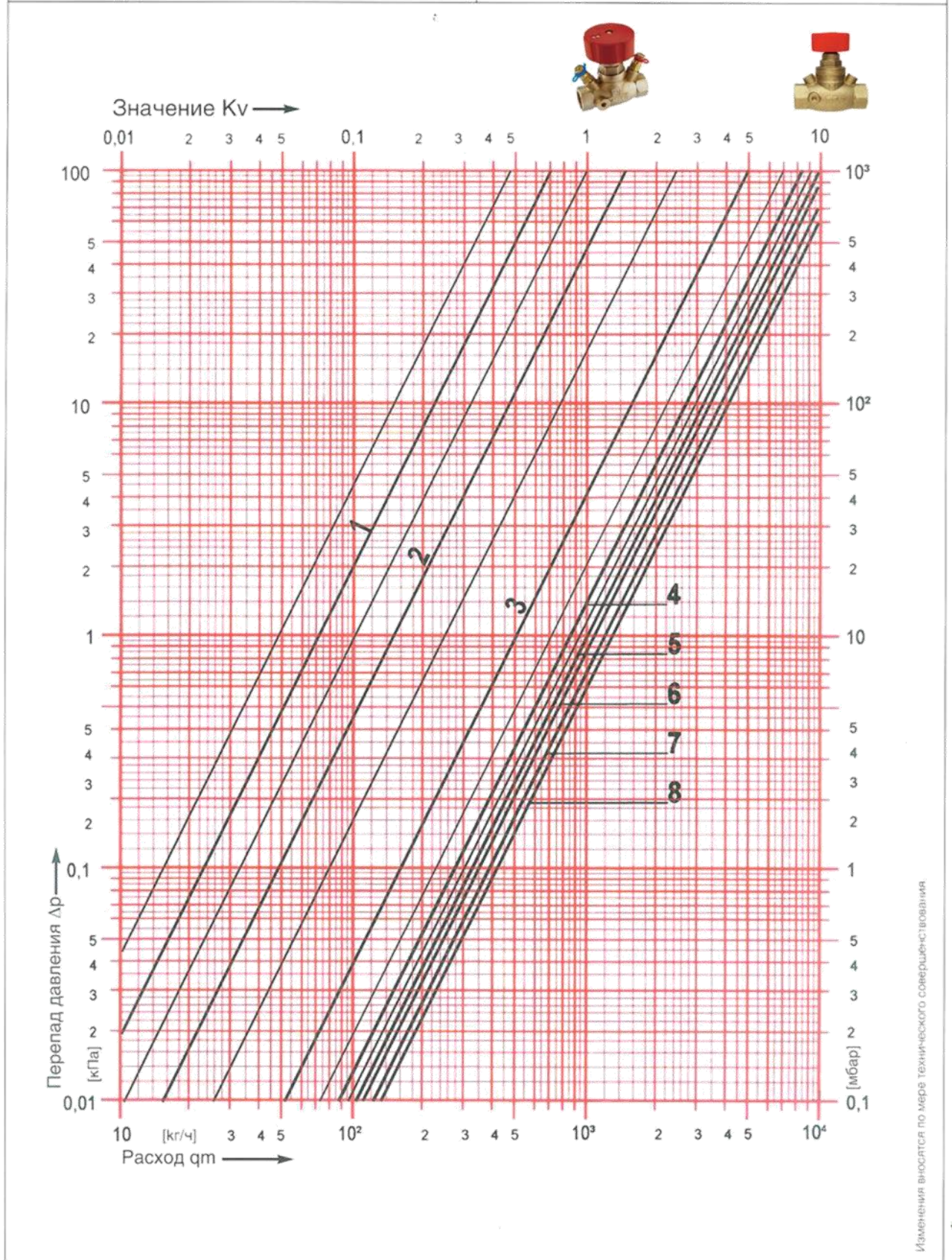


Диаграмма ГЕРЦ

Штремакс-GM · Штремакс-GR

Арт.№ 1 4217 04 · 1 4217 64

Разм. Rp = 1 1/4"

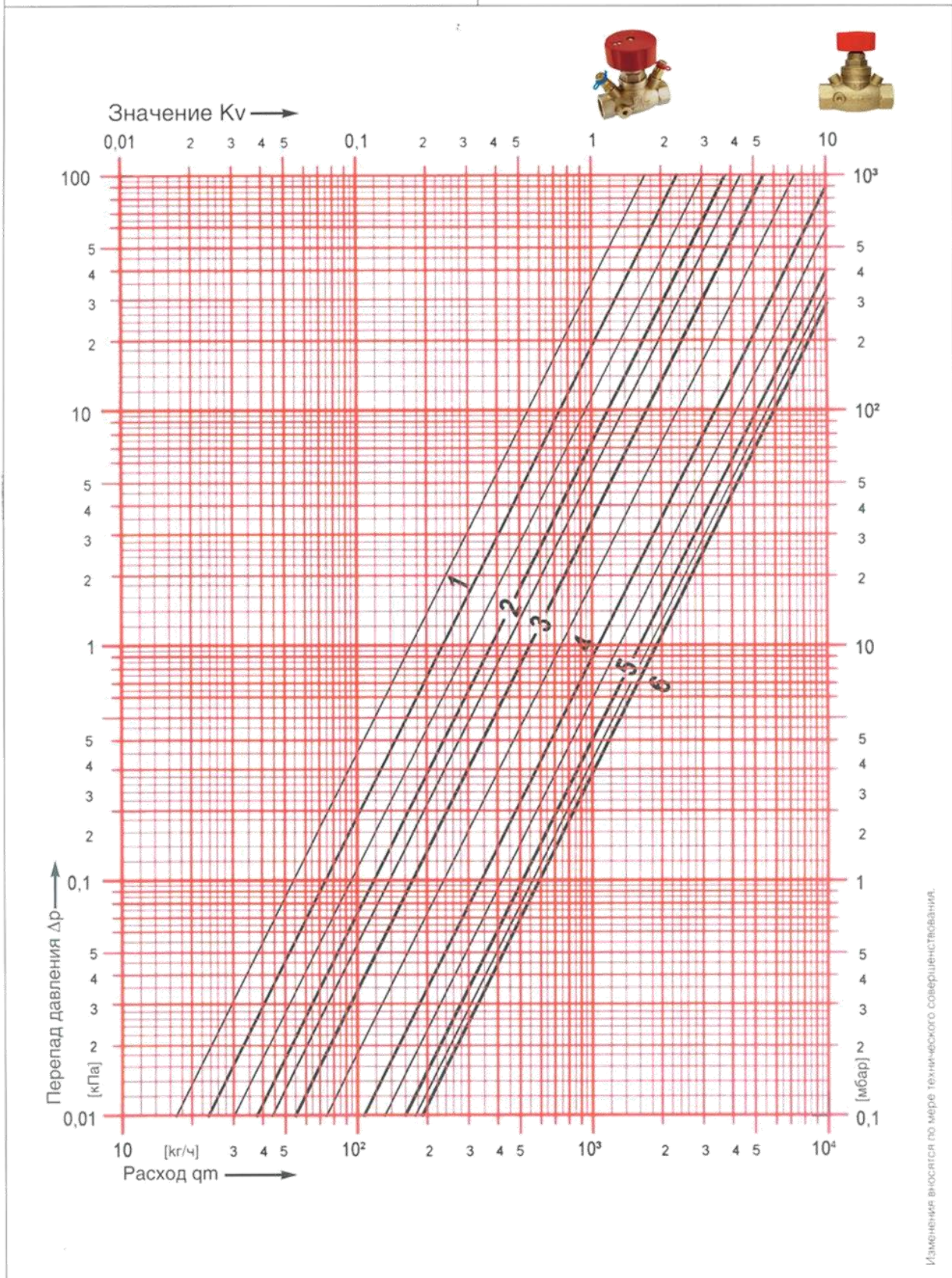
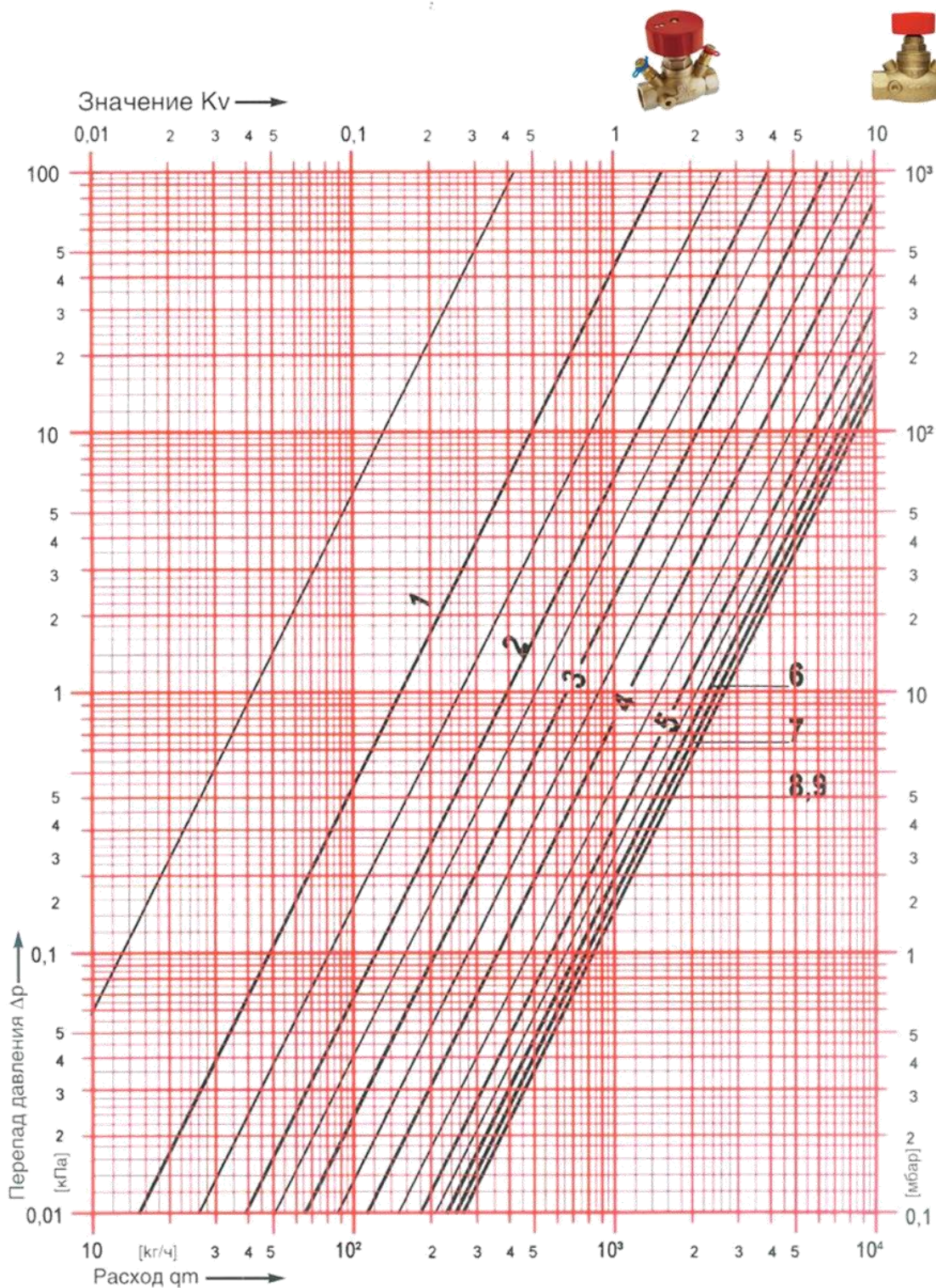


Диаграмма ГЕРЦ

Штремакс-GM · Штремакс-GR

Арт.№ 14217 05 · 14217 65

Разм. Rp = 1 1/2"



Измерения вносился по мере технического совершенствования

Додаток Д.7 Нормалі для регулятора підбору перепаду тисків 4007.

