

ИПП „Заводпроскт“

КАТАЛОГ

Колорифери спирално
навити тип КС

Скениране и обработка:

Антон Оруш

www.sandacite.net

deltichko@abv.bg

0896 625 803



**ФОРУМ
САНДЪЦИТЕ**

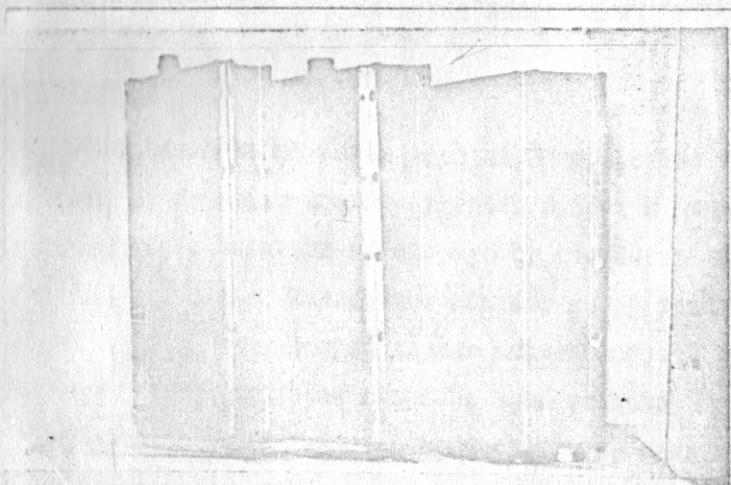
О С П "ВЕНТИЛАЦИЯ, КЛИМАТИЗАЦИЯ И ГОРИВА ТЕХНИКА"

гр. БУРГАС

В. С. П. "Техника машиностроения"
Борис

МАШИНОСТРОИТЕЛЕН ЗАВОД "ХЕБЕР"

гр. ПАРИЦА



Калорифери спирално навити тип К С

КАТАЛОГ

1. Предназначение

Спирално навитите калорифери тип К-С са предназначени за задовляване нуждите на индустриалното и битово строителство. Те служат за нагряване или охлаждане на въздух при въздушни отопления, вентилационни или климатични инсталации, сушилни и др. За топлоносител може да се използва водна пара или топла (гореща) вода, а за студоносител студена вода или солев разтвор.

Максималното работно свръхналягане за калориферите тип КС е $0,6 \text{ MN/m}^2$ (6 атс), а максималната температура, при работа с гореща вода - $+160^\circ\text{C}$.

Калориферите тип КС не могат да се използват като директни изпарители при хладилни инсталации.

2. Описание

Топлообменната повърхност на калориферите тип КС е оформена от безшевни стоманени тръби $\varnothing 18 \times 2 \text{ mm}$, сребрена от вън чрез навиване на спирала от стоманена лента с размери $10 \times 0,3 \text{ mm}$. Топлинният контакт между тръбата и спиралата се осъществява чрез горещо цинкуване. В двата сиканни оребрените тръби са свързани чрез заварка в събирателни колектори. Всеки колектор е снабден с по един щуцел, заръблен с ланец, за свързване с тръбопроводите за топлоносителя или студоносителя. В зависимост от положението на щуцелите, калориферите се изпълняват в три варианта - "А", "Б" и "В".

Спирално навитите калорифери тип КС биват три вида:

едноредови (малък модел) с означение КСМ,
двуредови (среден модел) с означение КСС,

трехредови (голям модел) с означение КСТ.

Разположението на тръбите при средния и големия модел е шахматно. От всеки модел се произвеждат по 7 големина, носещи определен номер. Различните модели с еднакъв номер имат еднакви присъединителни размери и еднакво светло сечение по въздух. Това дава възможност за свързване на калорифери от различен вид, но с еднакъв номер последователно по въздух, за получаване на калорифер с повече от три реда.

Всеки калорифер има от двете си страни по една рамка за присъединяване към въздухопровод или за свързване един с друг. При странично свързване на калориферите паралелно по въздух единият или и двата странични капака се мажат.

3. Технически данни

Основните размери на спирално навитите калорифери тип КС са дадени в таблица 1.

Техническите показатели на калориферите са поместени в таблица 2.

Основните габаритни размери при трите изпълнения на щуцоните са показани в таблица 3.

Възможностите за комплектуване на калориферни групи с повече от три реда на тръбите и по-голяма топлообменна повърхност при различните изпълнения на щуцоните са както следва:

изпълнение "А" - неограничено свързване на различните модели последователно по въздух и неограничено странично свързване на еднакви модели паралелно по въздух.

изпълнение "Б" - неограничено свързване на различните модели последователно по въздух неограничено и дълъго свързване по носека на тръбите на еднакви модели паралелно по въздух и свързване на не повече от два еднакви модела странично.

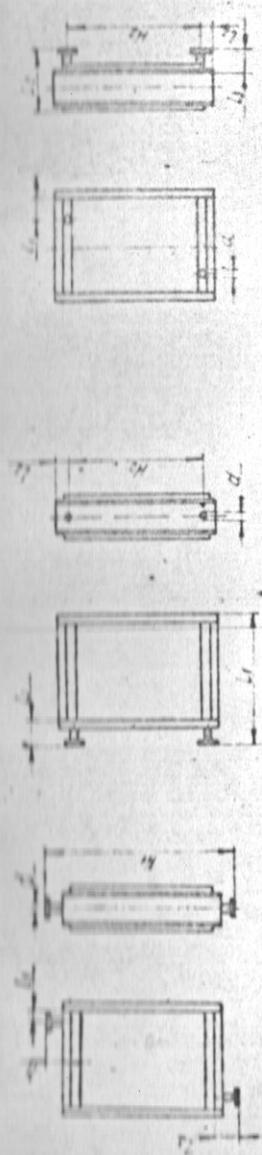
Таблица 2

Технически показатели на калорифери спирално навити
тип КС

Тип калорифер	Голова мм	Нагрев- на повърх- ност m^2	Живо- сече- ние по въз- дух m^2	Живо- сече- ние по топло- носи- тел $m^2 \cdot 10^2$	Фронтал- но сече- ние m^2	Присъ- едини- телно сече- ние m^2	Оребре- ни тру- би бр	Маса kg
КСМ	1	2,18	0,078	0,123	0,154	0,202	8	24,3
	2	3,41	0,122	0,154	0,240	0,300	10	31,2
	3	4,91	0,176	0,185	0,346	0,418	12	38,2
	4	7,67	0,275	0,231	0,540	0,630	15	51,4
	5	11,00	0,397	0,277	0,778	0,914	18	68,2
	6	16,50	0,592	0,339	1,162	1,329	22	89,8
	7	23,00	0,827	0,400	1,622	1,820	26	114,3
КСС	1	4,09	0,078	0,231	0,154	0,202	15	33,7
	2	6,48	0,122	0,293	0,240	0,300	19	44,5
	3	9,41	0,176	0,354	0,346	0,418	23	56,5
	4	14,80	0,275	0,447	0,540	0,630	29	77,0
	5	21,50	0,397	0,539	0,778	0,914	35	104,0
	6	32,20	0,592	0,662	1,162	1,329	43	141,0
	7	45,20	0,827	0,785	1,622	1,820	51	183,5
КСГ	1	6,27	0,078	0,354	0,154	0,202	23	42,3
	2	9,88	0,122	0,447	0,240	0,300	29	56,8
	3	14,30	0,176	0,539	0,346	0,418	35	73,0
	4	22,50	0,275	0,678	0,540	0,630	44	101,7
	5	32,50	0,397	0,816	0,778	0,914	53	127,0
	6	48,70	0,592	1,001	1,162	1,329	65	190,0
	7	68,20	0,827	1,186	1,622	1,820	77	250,0

Корпуси станао кубити тип К.

Лабел саопштен размери при развојени шематски нацртима на корпусима.



Изљакеније „А“

Изљакеније „Б“

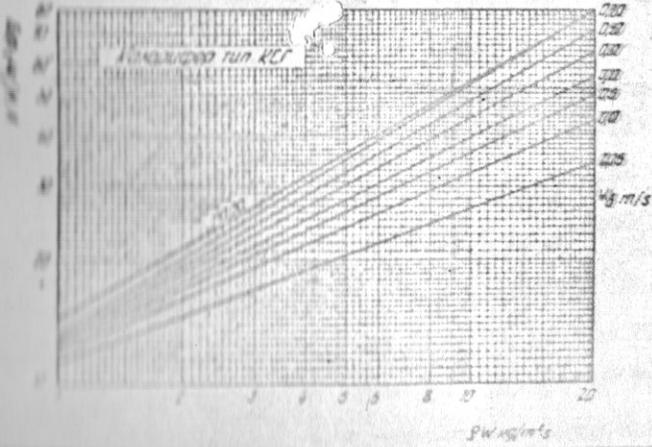
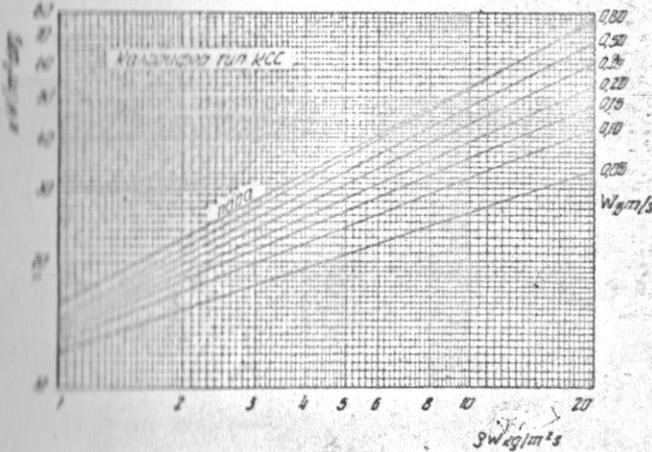
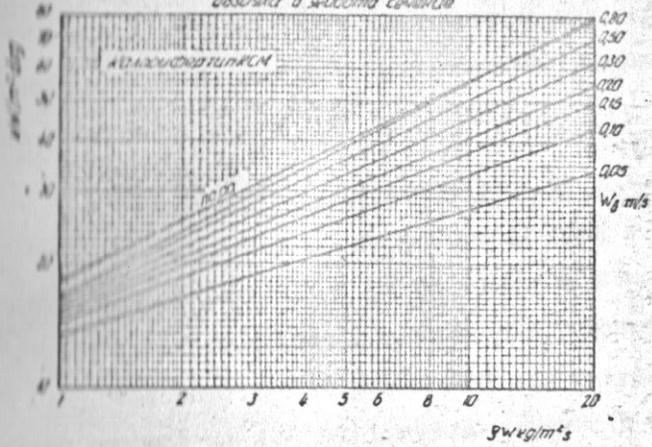
Таблица 3

Поз.- шпа №	Размери												
	h	l ₁	l ₂	l ₃	H ₁	H ₂	L ₁	тип КСМ	тип КСС	тип КСГ			
								L ₂	d	L ₂	d	L ₂	d
1	70	65	68	100	834	557	452	207	30x3	244	42x3	279	42x3
2	70	65	68	100	954	677	532	207	30x3	244	42x3	279	42x3
3	70	70	70	100	1074	797	612	207	30x3	244	48x3	279	48x3
4	70	70	70	100	1254	977	732	207	42x3	244	46x3	279	46x3
5	70	75	78	100	1474	1177	852	207	42x3	244	60x3	279	60x3
6	70	75	78	100	1714	1417	1012	207	42x3	244	60x3	279	60x3
7	70	75	78	100	1954	1657	1172	207	42x3	244	60x3	279	60x3

Забелешка. Бројет и размерет на фланците за свързване с топлинотурбина са икато
 следеа: за КСМ № 1-3 - 2 бр М12; за КСМ № 4-7 - 2 бр М16; за ветчки останали - 4 бр М12.

НОМОГРАМА

на индексността на въздуха индексността на топлинпроводимостта
на кондензатора тип КС и максималната скорост на
вълната в шибата сепаратора



изпълнение "В" - неограничено надлъжно и странично свързано на еднакви модели в една равнина паралелно по въздух и свързано на не повече от два различни модела последователно по въздух.

4. Експлоатационни показатели на калориферите

Всички големи калорифери от един и същ модел имат еднакви тоplot-технически и аеродинамически показатели. Те са определени експериментално в лабораторни условия.

Зависимостта на коефициента на топлопреминаване от масовата скорост на въздуха в живото сечение и скоростта на водата в тръбите (при топлоносител вода) е представена графически на фиг. 1 за всеки вид калорифер. Стойностите на коефициента на топлопреминаване могат да се изчислят и от следните формули:

При топлоносител пара

- (1) за тип КСМ - $K = 18,0 (\rho w)^{0,49} \quad w/m^2 deg$
- за тип КСС - $K = 16,0 (\rho w)^{0,52} \quad w/m^2 deg$
- за тип КСГ - $K = 14,4 (\rho w)^{0,57} \quad w/m^2 deg$

При топлоносител вода и преходен режим ($2300 \leq Re_B \leq 10000$)

- (2) за тип КСМ - $K = 23,6 (\rho w)^{0,38} W_B^{0,226} \quad w/m^2 deg$
- за тип КСС - $K = 20,7 (\rho w)^{0,41} W_B^{0,215} \quad w/m^2 deg$
- за тип КСГ - $K = 19,0 (\rho w)^{0,45} W_B^{0,212} \quad w/m^2 deg$

При топлоносител вода и турбулентен режим ($Re_B > 10000$)

- (3) за тип КСМ - $K = 18,0 (\rho w)^{0,49} W_B^{0,149} \quad w/m^2 deg$
- за тип КСС - $K = 15,9 (\rho w)^{0,52} W_B^{0,140} \quad w/m^2 deg$
- за тип КСГ - $K = 14,4 (\rho w)^{0,57} W_B^{0,139} \quad w/m^2 deg$

При калориферни групи с повече от три реда ребрести тръби по посока на движението на въздуха стойността на коефициента на топлопреминаване е както при калорифер тип КСГ.

Зависимостта на аеродинамичните загуби на калориферите

от ивицата скорост на въздуха в живото сечение е представена графически на фиг.2. Числените стойности на аеродинамичните загуби могат да се пресметнат и от следните формули:

$$(4) \begin{aligned} \text{за тип КСМ} & - \Delta P_a = 1,3 (\rho W)^{1,8} \quad N/m^2 \\ \text{за тип КСС} & - \Delta P_a = 2,7 (\rho W)^{1,8} \quad N/m^2 \\ \text{за тип КСГ} & - \Delta P_a = 4,1 (\rho W)^{1,8} \quad N/m^2 \end{aligned}$$

За калориферни групи с повече от три реда ребрести тръби аеродинамичните загуби са равни на сумата от загубите на последователно свързаните калорифери.

Хидравличните загуби при топлоносител (студоносител) вода се определят чрез коефициента на местно съпротивление по формулата

$$(5) \quad \Delta P_x = \zeta \frac{\rho_a W_a^2}{2} \quad N/m^2$$

Стойностите на коефициента ζ са определени експериментално и са дадени в таблица 4.

Таблица 4

Коефициенти на местно съпротивление за топлоносител вода

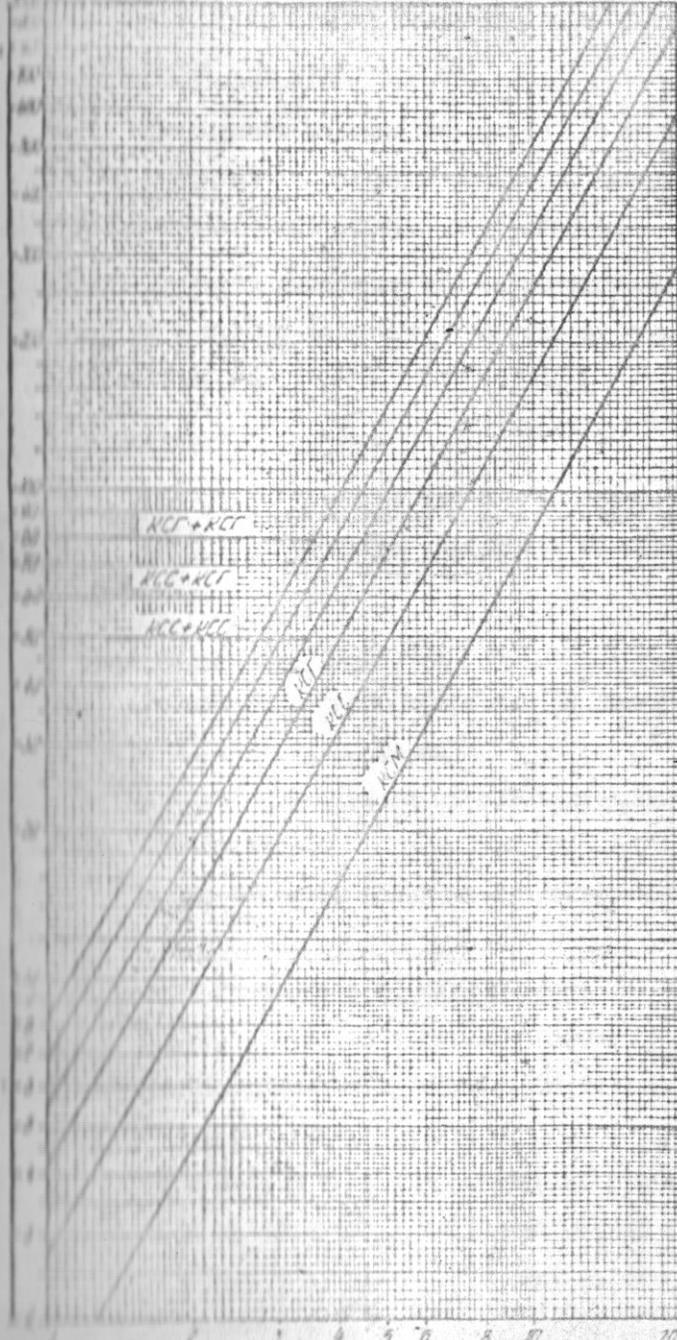
Тип \ n	1	2	3	4	5	6	7
КСМ	14,7	21,5	29,7	17,7	24,7	35,0	47,3
КСС	16,6	25,2	21,8	32,8	20,8	29,4	39,7
КСГ	34,6	53,7	45,0	69,4	40,6	59,1	81,4

При последователно свързани калорифери по вода общите хидравлични загуби са равни на сумата от хидравличните загуби на отделните калорифери, към които се прибавят и загубите във свързаните тръби.

НОМОГРАМА

за определяне на коефициента на разсейване на водата в почвата $K_{\text{в}}$ и масовата скорост на движение на водата v в зависимост от коефициента на разсейване на водата $K_{\text{в}}$

10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



$g_w \text{ mg/m}^2 \text{ s}$

При паралелно свързани калорифери тръбната мрежа се изчислява по хидравличните загуби на калорифера с най-голяма стойност на ξ .

5. Изпълнение на изделите

Изпълването на един калорифер при поръчка се извършва като се посочват: типът на калорифера, номерът на големината му и начинът на изпълнението на щучените.

Пример: Двуредов калорифер със присъединителни размери 720 x 1270 мм и щучени изведени странично от една страна.

Обозначение: КСС-6-Б.

6. Антикорозионна защита

Ребрестите тръби заедно с колекторите се горещо цинкуват. Останалите части на калорифера се боядисват със сребърен бронз (серолит).

7. Комплектност на доставката

Доставката на калорифери тип КС включва:

1. Тяло на калорифера,
2. Два контрафланца за присъединяване към тръбопроводите за топлоносителя,
3. Две винкелни рамки за присъединяване към въздухопроводите.

8. Препоръки за монтажа на калориферите

Сигурната и високоективна работа на калориферите зависи много от правилния им монтаж. За тази цел е необходимо да се спазват следните условия:

1. При топлоносител пара и хоризонтално разположение на тръбите трябва да се осигури наклон на същите не по-малък от 5/1000 надолу в посока от входящия щучен към изходящия.

3. Калориферите със изпълнение "Б" на муцуните при топлоносител пара и вода не трябва да се монтират с хоризонтално разположение на тръбите и вертикално положение на колекторите, а тези с изпълнение "В" - с вертикално разположени муцунци.
3. При охлаждане на въздух ребрестите тръби трябва да са разположени хоризонтално и да се предвижда възможност за отвеждане на отделяната влага от въздуха.
4. При калориферни групи с топлоносител пара всички калорифери се свързват паралелно по топлоносител.
5. При калориферни групи с топлоносител вода се препоръчва последователно свързване на калориферите по вода - в противостоп.
6. При топлоносител вода трябва да се предвижда възможност за обезвъздушаване и обезводняване на калориферите. При калориферни групи арматури за същата цел се поставят и между отделните калорифери.
7. Ребрестите тръби да се пазят от повреждане.
8. Свързването на калорифера към въздушните канали да бъде направено по такъв начин, че да се осигурява равномерно скоростно поле по цялото му напречно сечение.
9. Препоръчва се при нагряване на въздуха калориферите да се поставят след вентилатора.
10. Разположението на калорифера по отношение на околните стени и съоръжения трябва да позволява свободен достъп до топлообменната му повърхност. При монтаж във въздушни канали или камери на подходящи места пред и след калорифера се предвиждат локове.
11. Спирално-регулиращата апаратура трябва да е разположена по такъв начин, че да е възможно удобното ѝ обслужване и ремонт.
12. При температура на топлоносителя над 100°C калориферът трябва

на и крайна температура, налягане и влагосъдържание или начална относителна влажност и параметрите на теплоносителя (студоносителя). При теплоносител наситена водна пара трябва да е известна само температурата или налягането P , а при теплоносител (студоносител) вода - началната и крайната P температура. При инсталации с максимално съръх- или подналягане не по-високо от 500 N/m^2 , налягането на въздуха може да се приеме равно на барометричното. Задаването на влагосъдържащето или началната относителна влажност на въздуха е необходимо само тогава когато процесът се влияе от влажността на въздуха както е случая при климатичните и сушилните инсталации.

Подборът на калорифера може да се извърши в зависимост от следните изисквания: скоростта на въздуха в живото сечение на калорифера да бъде близка до икономически оптималната стойност или аеродинамичните загуби на калорифера да не надхвърлят предварително зададен разполагаем пад на налягането на въздуха. В зависимост от тези две изисквания и вида на теплоносителя последователността на изчисленията е както следва:

10.1. Подбор на калорифера при теплоносител наситена водна пара и оптимална скорост на въздуха в живото сечение

1. Определя се загряването на въздуха

$$\Delta t = t_2 - t_1$$

2. Пресмята се средната температурна разлика Δt_{cp} в процеса

$$\text{при } \frac{\Delta t_m}{\Delta t_r} = \frac{t_n - t_2}{t_n - t_1} \leq 0,6 \quad \text{средната темпера-}$$

турна разлика се изчислява от формулата

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}} \quad \text{deg}$$

или се определя от приложената табл.5.

при $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_r} = \frac{t_n - t_2}{t_n - t_1} > 0,6$ средната температурна

равлика се пресмята от формулата

$$\Delta t_{cp} = t_n - \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ deg}$$

3. Определя се плътността на въздуха ρ по зададените налягане, относителна влажност и средна температура. Стойността на ρ се отчита от приложената номограма (фиг.3)
4. Определя се масовият дебит на въздуха (ако не е зададен предварително) по формулата

$$G = V \rho \text{ kg/s.}$$

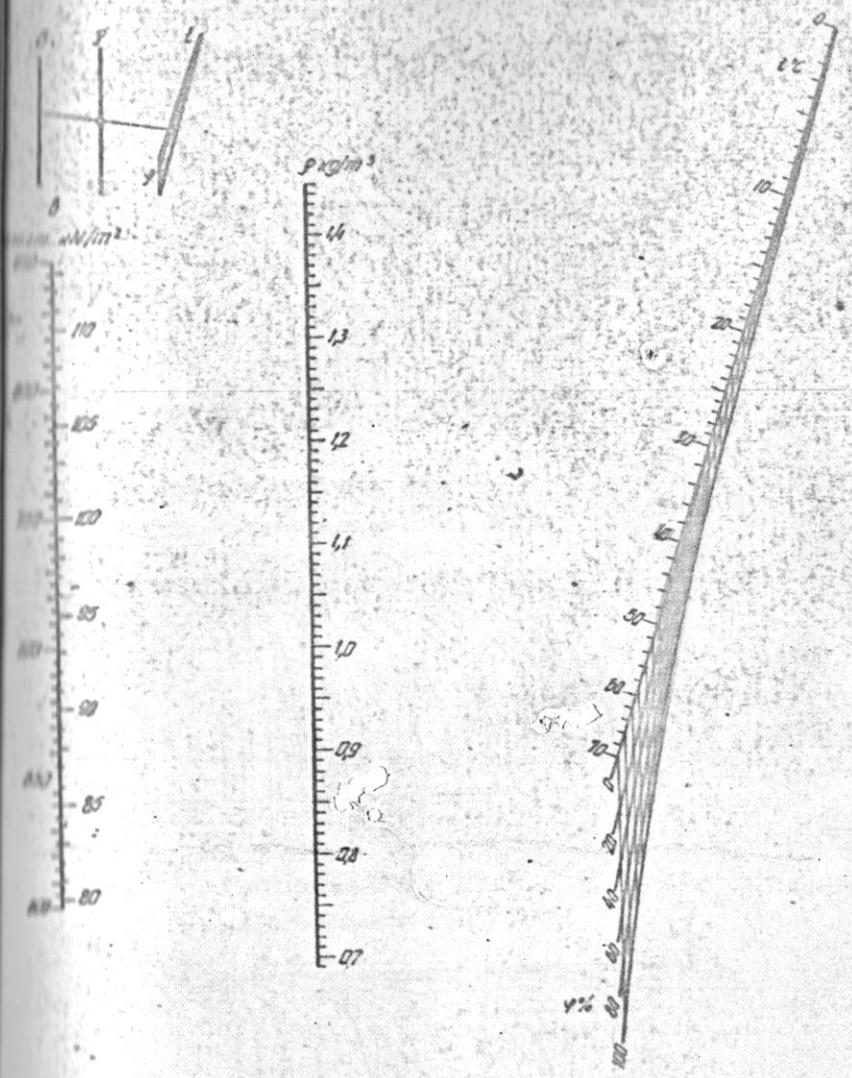
5. От номограмата за подбор на калорифер-типи КС (фиг.4) по стойностите на G , Δt и Δt_{cp} се определя пресечната точка между линиите в долния десен квадрант. От полетата, в които тя попада, се определя големината (типоразмерът) на калориферите, които могат да бъдат използвани, както и съответстващите на всяка големина (типоразмер) масова скорост на въздуха в живото сечение и броят на редовете по посока на въздуха (той се закръглява винаги на по-голямото цяло число).
6. Определя се оптималната скорост на въздуха за всеки типоразмер от приложената номограма (фиг.5) в зависимост от к.п.д. на електромотора и вентилатора, амортизационния период на инсталацията, броя на работните часове в годината, плътността на въздуха, стойността на електрическата енергия и стойността на 1 m^2 от топлообменната повърхност на калорифера.

Таблица 5

Стойности на отношението $\frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_r}$ за изчисляване на
средната логаритмична температура разлика

$\frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_r}$	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,00	-	0,215	0,251	0,277	0,298	0,317	0,334	0,350	0,364	0,378
0,10	0,391	0,403	0,415	0,426	0,437	0,448	0,458	0,468	0,478	0,488
0,20	0,497	0,506	0,515	0,524	0,533	0,541	0,549	0,558	0,566	0,574
0,30	0,581	0,589	0,597	0,604	0,612	0,619	0,626	0,634	0,641	0,648
0,40	0,655	0,662	0,669	0,676	0,683	0,689	0,695	0,701	0,708	0,715
0,50	0,721	0,728	0,734	0,740	0,746	0,752	0,759	0,765	0,771	0,777
0,60	0,784	0,790	0,796	0,802	0,807	0,813	0,819	0,824	0,829	0,834

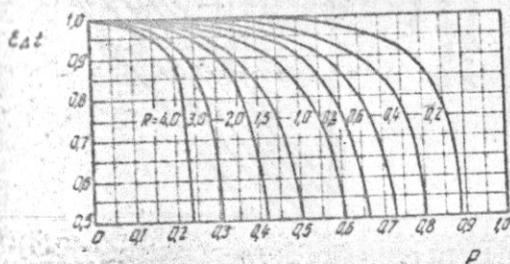
Таблица за определяне на температурата на въздуха



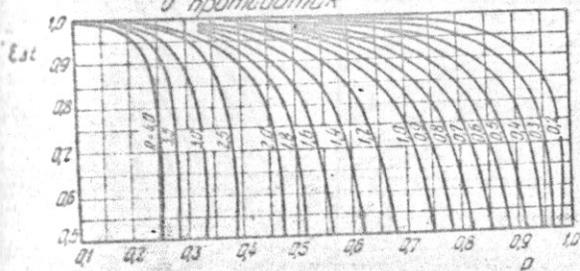
Номограми

за определяне на поправъчния коефициент
за средната температурна разлика при вода

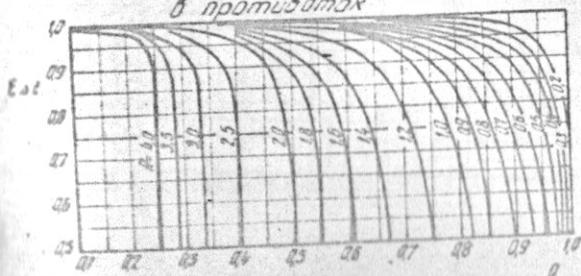
Един калорифер

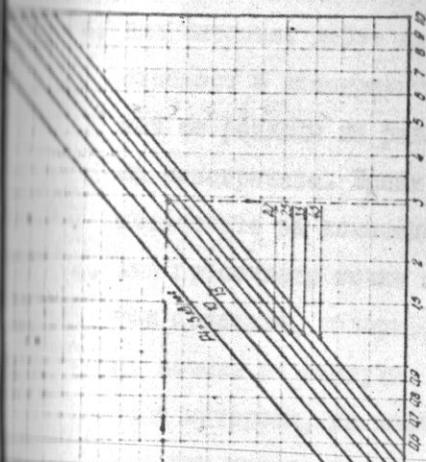


Два калорифера свързани
последователно по вода и въздух
в противоток



Три калорифера свързани
последователно по вода и въздух
в противоток



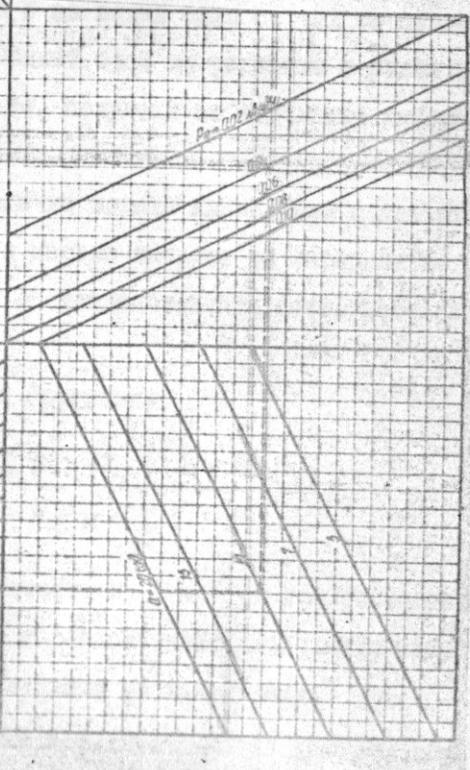
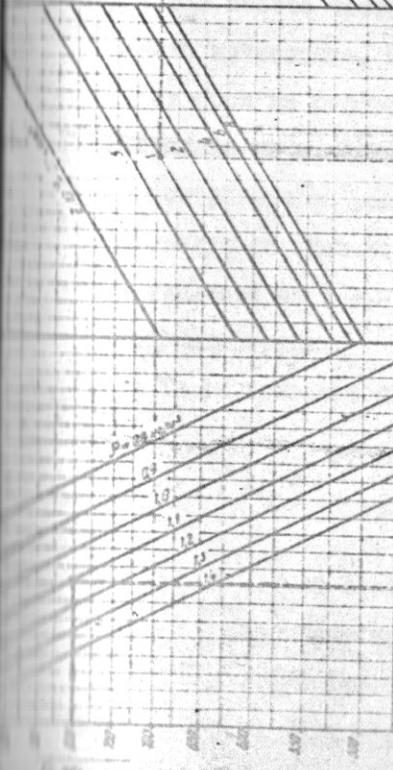


$(p-w)_{max}$ м²/м²-см

Пример:

$2000 \eta_{\text{пр}} \eta_0 = 600, \rho = 11 \text{ м/м}^2, \sigma = 10 \text{ т/см}^2$
 $\rho_0 = 0.04 \text{ м/см}^2, Z = 1000 \text{ м/см}^2, \eta_0 = 20 \text{ м/см}^2$
 $(p-w)_{max} = 2.25 \text{ м}^2/\text{м}^2\text{-см}$

- $\eta_{\text{пр}}$ - КПД на вытравливание
- η_0 - КПД на фильтрацию
- ρ м/м² - пористость на фильтре
- σ т/см² - сопротивление пород
- ρ_0 м/см² - скорость на вг. шпур
- Z м/см² - высота массива на 1 м²
- η_0 м/см² - скорость на 1 м² нагнетания раствора



7. Приема се този типоразмер, при който действителната скорост на въздуха е най-близка до оптималната.

Особени случаи:

1. Ако масовият дебит на въздуха е по-голям от максималната стойност в номограмата за подбор на калориферите (фиг.4), той се разделя на равни части, които да лежат в границите на номограмата. Броят на частите се приема с оглед на възможностите за комплектуването на калориферната група.
2. Ако пресечната точка на линиите в долния десен квадрант лежи под полетата, калориферът трябва да има повече от шест реда по посока на въздуха. За определяне на броя им температурният интервал, на който се загрява въздухът, се разделя на две или повече части и за всяка една от тях се провежда описаното изчисление. Общият брой на редовете е равен на сумата от броя на редовете, получени за отделните интервали на нагряване на въздуха.
3. При свързване на различни модели калорифери последователно по въздух оптималната масова скорост се определя по средната стойност на 1 m^2 от топлообменната повърхност на калориферната група.

Тя се пресмята от формулата

$$P_{\text{тгр}} = \frac{F_1 P_{\text{тгр}1} + F_2 P_{\text{тгр}2} + \dots + F_n P_{\text{тгр}n}}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}$$

където

$P_{\text{тгр}1}; P_{\text{тгр}2}; \dots; P_{\text{тгр}n}$ са стойността на 1 m^2 от топлообменната повърхност на последователно свързаните калорифери,

$F_1; F_2; \dots; F_n$ - топлообменната им повърхност.

10.2. Подбор на калорифера при топлоносител наситена водна пара в последователно зададени аеродинамични загуби

Изчислението до т.5 вкл. е същото както в предишния
ния случай.

6. Определят се аеродинамичните загуби за всеки типоразмерът
номограмата на фиг.2.

7. Приема се този типоразмер, чиито аеродинамични загуби са
най-близки, но по-малки от зададените.

10.3. Подбор на калорифера при топлоносител (студоносител)
вода и оптимална скорост на въздуха в живото сечение

1. Определя се загряването на въздуха

$$\pm \Delta t = t_2 - t_1, \text{ deg}$$

II. Пресмята се средната температурна разлика при чист противоток $\Delta t_{\text{ср.пр.}}$. При $\frac{\Delta t_M}{\Delta t_r} \leq 0,6$ средната температурна разлика се изчислява от формулата

$$\Delta t_{\text{ср.пр.}} = \frac{\Delta t_r - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_r}{\Delta t_M}} \text{ deg}$$

или се определя от приложената табл.5.

При $\frac{\Delta t_M}{\Delta t_r} > 0,6$ средната температурна разлика се пресмята от формулата

$$\Delta t_{\text{ср.пр.}} = \frac{\Delta t_r + \Delta t_M}{2}$$

Тук Δt_r и Δt_M са съответно по-голямата и по-малката от разликите $|t_{B_1} - t_2|$ и $|t_{B_2} - t_1|$.

III. Пресмята се стойността на температурните параметри

$$P = \frac{t_2 - t_1}{t_{B_1} - t_1} \quad \text{и} \quad R = \frac{t_{B_1} - t_{B_2}}{t_2 - t_1}$$

4. Определя се поправъчният коефициент $\epsilon_{\Delta t}$ на средната температурна разлика при чист противоток от една от номограмите на фиг.7 за стойностите на P и R , като предварително ориентируващо се преценява колко калорифера ще се свър-

нат последователно по вода.

5. Прѐсмята се действителната средна температурна разлика в процеса

$$\Delta t_{cp} = \epsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{cp, np}$$

6. Определя се плътността на въздуха ρ по зададените налягане, относителна влажност и средна температура. Стойността на ρ се отчита от номограмата на фиг.3.

7. Определя се масовият дебит на въздуха (ако не е зададен предварително) по формулата

$$G = V_p \quad \text{kg/s}$$

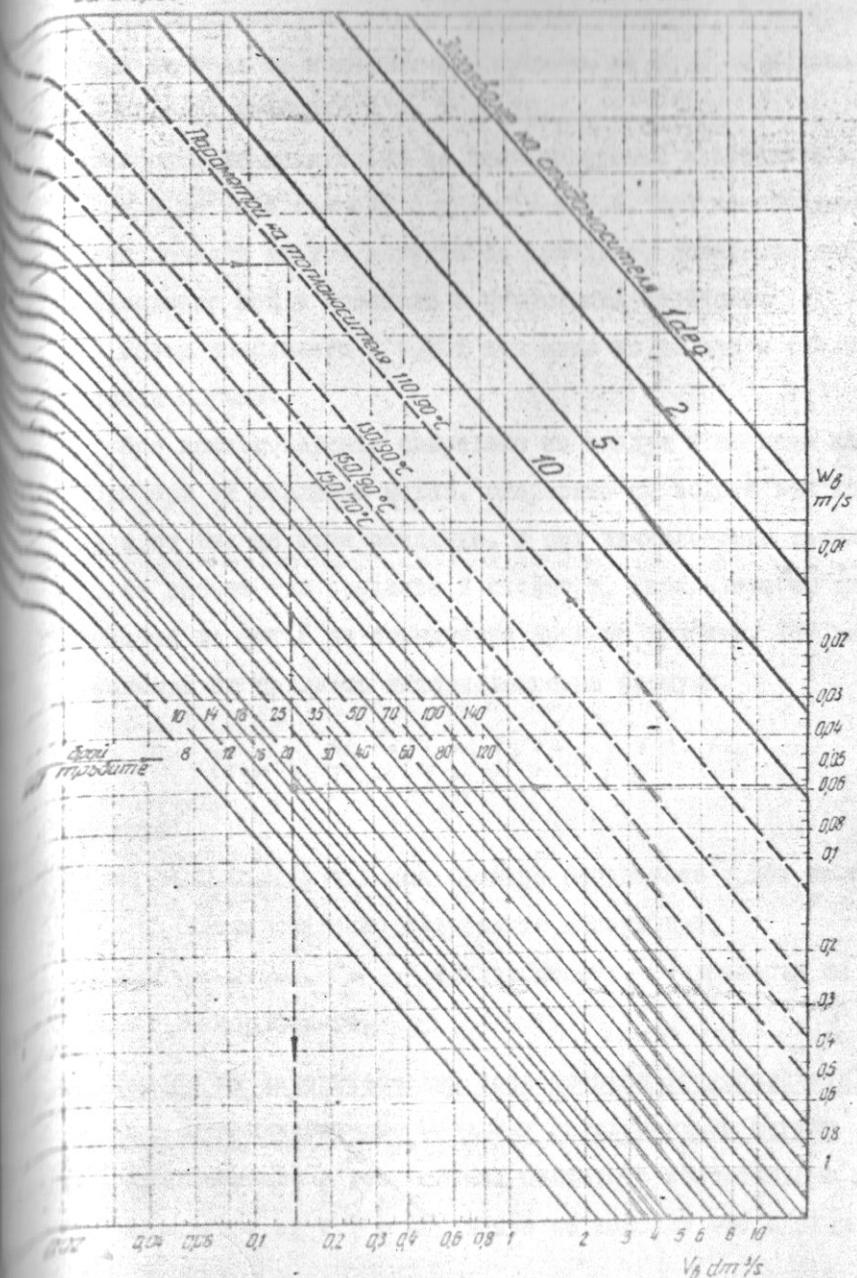
8. От номограмата за подбор на калорифери тип КС (фиг.4) по стойностите на G , Δt и Δt_{cp} и за една предварително приета скорост на водата в тръбите се определят необходимата топлинна мощност на калорифера и пресечната точка на линиите в долния десен квадрант. От полетата, в които тя попада, се определя големината (типоразмерът) на калориферите, които могат да бъдат използвани, както и съответстващите на всяка големина (типоразмер) масова скорост на въздуха в живото сечение и броят на редовете по посока на въздуха (той се закръглява винаги на по-голямото цяло число).

9. Определя се оптималната скорост на въздуха за всеки типоразмер съгласно казаното в т.6 от 10.1.

10. Приема се този типоразмер, при който действителната стойност на скоростта на въздуха е най-близка до оптималната.

11. От номограмата на фиг.6 за определената от номограмата за подбор на калорифера (фиг.4) топлинна мощност и броя на тръбите на приетия калорифер се определя скоростта на водата.

Номограма
за скоростта на водата в тръбите на компресири



ΔP атмосфери
 2 5 10 20
 10 14 18 25 35 50 70 100 140
 8 12 16 20 30 40 50 60 80 100 120

Пример: $P = 11,5 \text{ kW}$, температура 1000°C , 20 атмосфери $W_g = 0,059 \text{ m/s}$

12. Проверява се (чрез номограмата на фиг.4) дали при невоп-
лучената скорост на водата броят на редовете на калори-
фера няма да се промени. При промяна на броя на редовете
се повтаря изчисленията в т. 9 до 12.

13. Проверява се дали броят на последователно свързаните кало-
рифери по вода съпада с приетия в т.4. При несъпадение
изчисленията от т.4 нататък се повтарят, докато се получи
съпадение меж.у приетата и получената стойност.

Освен пояснените в т.10.1 тук може да се яви и следният
особен случай:

При последователно свързване по въздух и по вода на ка-
лорифери от различен модел, скоростта на водата във всеки
еден от тях ще бъде различна, и при изчислението трябва
да се работи със средната \dot{M} стойност, определена от номо-
грамата на фиг.6 за осреднения брой на тръбите. Той се
пресмята от средната интерполационна формула

$$(6) \quad n_{cp} = \frac{n_1 F_1 + n_2 F_2 + \dots + n_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}$$

където

n_1, n_2, \dots, n_n - са броя на ребрестите тръби на по-
следователно свързаните калорифери,

F_1, F_2, \dots, F_n - топлообменните повърхности на ка-
лориферите.

10.4. Подбор на калорифера при топлоносител (студоносител) вода и предварително зададени аеродинамични загуби

Изчислението в този случай съпада с изложеното в т.10.3
с изключение на т.9 и 10, които се заменят със следните
две точки:

9. Определят се аеродинамичните загуби на всеки типоразмер

от номограмата на фиг. 2.

10. Приема се този типоразмер, чиито аеродинамични загуби са най-близки, но по-малки от зададените.

11. Окончателно изчисление на калориферите

Целта на окончателното изчисление е определянето на точната стойност на топлинната мощност, нахождащата температура на въздуха, аеродинамичните и хидравличните загуби (само при топлоносител вода) на подобрения калорифер.

В зависимост от вида на топлоносителя последователността на окончателното изчисление е различна. По нататък в схематичен вид е дадена последователността на изчислението и формулите, необходими за пресмятане на различните величини при топлоносител наситена водна пара, топла (гореща) вода и студена вода. Във всички случаи за изходни величини служат:

1. Дебитът на въздуха
2. Параметрите, определящи началното му състояние,
3. Параметрите на топлоносителя,
4. Видът и номерът на приетия калорифер.

11.1. Окончателно изчисление при топлоносител наситена водна пара

№	Величина	Източник	Измерение	Стойност
1.	Дебит на въздуха V	По задание	m^3/s	
2.	Начална температура на въздуха t_1	По задание	$^{\circ}C$	
3.	Крайна температура на въздуха t_2	По задание	$^{\circ}C$	

№	Величина	Източник	Измерение	Стойност
4.	Начална относителна влажност на въздуха φ_1	По задание	%	
5.	Налягане на въздуха p	По задание	N/m^2	
6.	Температура на парата t_n	По задание	$^{\circ}C$	
7.	Вид на калорифера //	От предварителния подбор	-	
8.	Топлообменна повърхност на калорифера F	От предварителния подбор	m^2	
9.	Живо сечение по въздух на калорифера $f_{ж}$	От предварителния подбор	m^2	
10.	Плътност на въздуха ρ	Номограма - фиг. 3	kg/m^3	
11.	Специфична топлиемост на въздуха C	Справочна литература	$J/kg \text{ deg}$	
12.	Масова скорост на въздуха в живото сечение ρw	$\rho w = \frac{Vs}{f_{ж}}$	$kg/m^2 s$	
13.	Коефициент на топлопреминаване k	Номограма - фиг. 1 или формула (1)	$W/m^2 \text{ deg}$	
14.	Брой на преносните топлини единици m	$m = \frac{kF}{c \rho V}$	-	
15.	Ефективност (к.п.д.) на калорифера η	$\eta = 1 - e^{-m}$	-	

№	Величина	Източник	Измерение	Стойност
16.	Топлинна мощност на калорифера Q	$Q = \eta \cdot \rho \cdot V \cdot c (t_n - t_1)$	W	
17.	Резерв на топлинната мощност q	$q = \frac{a - c \rho V (t_2 - t_1)}{c \rho V (t_2 - t_1)} \cdot 100$	%	
18.	Изходяща температура на въздуха t_n	$t_n = t_1 + \frac{Q}{c \rho V \frac{q + 100}{100}}$	°C	
19.	Аеродинамични загуби на калорифера ΔP_a	Номограма фиг. 2 или формула (4)	N/m^2	
20.	Приети аеродинамични загуби на калорифера $\Delta P_{a.p}$	$\Delta P_{a.p} = \frac{100 + a + a_n + a_3}{100} P_a$	N/m^2	

Забележки:

1. При загряване на влажен въздух и се желае по-голяма точност специфичната топлиемност на въздуха (т.14) се пресмята от формулата

$$c = \frac{J_2 - J_1}{t_2 - t_1} \quad J/kg \text{ deg}$$

където J_2 и J_1 са енталпите на въздуха при зададеното начално и крайно състояние.

2. При недостатъчен резерв на топлинната мощност (т.17) се избира калорифер с повече редове ребрести тръби или от същия вид, но с по-голям номер и изчисленията по точки 7 до 17 се повтарят.

3. За големината на резерва на топлинната мощност (т.17) и стойностите на коефициентите a_0 , a_n и a_3 (т.20) виж раздел 11.4.

4. Доброто съпадение на t_{11} с t_2 е указание, че изчислението е направено точно.

11.2. Окснчателно изчисление на калорифер с топлоносител
топла вода

№	Величина	Източник	Измерение	Стойност
1.	Дебит на въздуха V	По задание	m^3/s	
2.	Начална температура на въздуха t_1	По задание	$^{\circ}C$	
3.	Крайна температура на въздуха t_2	По задание	$^{\circ}C$	
4.	Начална относителна влажност на въздуха φ_1	По задание	%	
5.	Налягане на въздуха P	По задание	N/m^2	
6.	Начална температура на водата $t_{a,1}$	По задание	$^{\circ}C$	
7.	Крайна температура на водата $t_{a,2}$	По задание	$^{\circ}C$	
8.	Вид на калорифера	От предварителния подбор	-	
9.	Начин на свързване по вода	От предварителния подбор	-	
10.	Топлообменна повърхност на калорифера F	От предварителния подбор	m^2	
11.	Агло сечение по въздух на калорифера f_m	От предварителния подбор	m^2	
12.	Брой на ребрестите тръби на калорифера n	От предварителния подбор	-	

№	Величина	Източник	Единица	Стойност
13.	Плътност на въздуха ρ	Номограма - фиг. 3	kg/m^3	
14.	Специфична топлиемост на въздуха C	Справочна литература	J/kg.deg	
15.	Масова скорост на въздуха в живото сечение ρW	$\rho W = \frac{V \rho}{f_{\text{жж}}}$	$\text{kg/m}^2\text{s}$	
16.	Необходима топлинна мощност на калорифера Q_H	$Q_H = \rho V C (t_2 - t_1)$	W	
17.	Скорост на водата в тръбите на калорифера W_B	Номограма - фиг. 6	m/s	
18.	Коефициент на топлопреминаване K	Номограма - фиг. 7	$\text{W/m}^2\text{deg}$	
19.	Средна температурна разлика при чист противоток $\Delta t_{\text{ср.пр.}}$	$\Delta t_{\text{ср.пр.}} = \frac{(t_{B2} - t_1) - (t_{B1} - t_2)}{\ln \frac{t_{B2} - t_1}{t_{B1} - t_2}}$	deg	
20.	Температурен параметър ρ	$\rho = \frac{t_2 - t_1}{t_{B1} - t_1}$	-	
21.	Температурен параметър R	$R = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{t_2 - t_1}$	-	
22.	Поправъчен коефициент на средната температурна разлика при чист противоток $\epsilon_{\Delta t}$	Номограма - фиг. 7	-	
23.	Средна температурна разлика $\Delta t_{\text{ср}}$	$\Delta t_{\text{ср}} = \epsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{ср.пр.}}$	deg	

№	Величина	Източник	Измерение	Стойност
24.	Топлинна мощност на калорифера Q	$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{ср}$	W	
25.	Резерв на топлинната мощност q	$q_1 = \frac{Q - Q_n}{Q_n} 100$	%	
26.	Изходяща температура на въздуха t_n	$t_n = t_1 + \frac{Q}{срв \frac{q+100}{100}}$	°C	1
27.	Аеродинамични загуби на калорифера Δp_a	Номограма-Фиг. 2 или формула (4)	N/m^2	
28.	Прлети аеродинамични загуби на калорифера $\Delta p_{a.п.}$	$\Delta p_{a.п.} = \frac{100 + q_1 + q_2 + q_3}{100} \Delta p_a$	N/m^2	
29.	Хидравлични загуби на калорифера Δp_x	Формула (5) и таблица 4.	N/m^2	

Забележки:

1. При загряване на влажен въздух и се желае по-голяма точност специфичната топлиемост на въздуха (т.14) се пресмята от формулата

$$c = \frac{J_2 - J_1}{t_2 - t_1} \quad J/kg \cdot deg$$

където J_1 и J_2 са енталпите на въздуха при зададеното начално и крайно състояние.

2. При недостатъчен резерв на топлинната мощност (т.25) се избира калорифер с повече редове ребрести тръби или от същия вид, но с по-голям номер и изчисленията по точки 8 до 25 се повтарят.

3. При свързване на различни модели калорифери последователно по въздух и вода броят на ребрестите тръби за движение на топлоносителя (т.12) се определя от интерполяционната формула (6).

4. За големината на резерва на топлинната мощност (т.25) и стойностите на коефициентите a_0 , a_n и a_2 (т.28) виж раздел 11.4.

5. Доброто съвпадение на t_n с t_2 е указание, че изчислението е направено точно.

6. Плътноста на водата във формула (5) се определя от справочната литература при средната ѝ температура в калорифера.

11.3. Окончателно изчисление на калорифер със студеноносител студена вода

По същество изчислението в този случай е еднакво с това при топла вода с изключение на начина за определяне на коефициента на топлопреминаване K , когато от въздуха се отделя влага.

Ако температурата по външната повърхност на оребрените тръби е по-висока от 0°C отделената влага образува по повърхността течен филм, който представлява известно съпротивление по пътя на топлинния поток. Коефициентът на топлопредаване обаче от въздуха към повърхността на течния филм е малко по-нисък отколкото при сух топлообмен. При калориферите тип КС с достатъчна точност може да се приеме, че повишаването на коефициента на топлопредаване при отделяне на влага от въздуха се компенсира напълно от увеличаването на топлинното съпротивление вследствие на водния филм.

Ако температурата на външната повърхност на оребрените тръби е по-ниска от 0°C отделената от въздуха влага се на-

група също трябва във вид на срез. Той има сравнително малък коефициент на топлопроводност и намалява коефициента на топлопреминаване. Това налага увеличаване резерва на студовата мощност Q на въздухоохладителя (вид. раздел 11.4) независимо, че срезът се отстранява периодично.

11.4. Резерв на топлинната (студовата) мощност и прибавки за аеродинамичните загуби на калориферите

Калориферите трябва да имат резерв на топлинната (студовата) мощност поради следните причини:

1. Отклонение на показателите на калорифера от стандартните съгласно ОН ММ 58-13-69 -- до 5%.

2. Неравномерност на скоростното поле на въздуха пред калорифера поради наличието на дифузор с голям ъгъл, близост до вентилатор или завой на въздухопровода -- до 5%.

3. Работа със слабо запрашен въздух -- до 10 %.

4. Работа със силно запрашен въздух от 10 до 20 %.

5. Заскрежаване на външната повърхност на ребрестите тръби при редовно обезскрежаване -- от 10 до 20%.

Същите причини увеличават и аеродинамичните загуби на калориферите. В различните случаи стойностите на прибавките Q_0 , Q_n и Q_3 са както следва:

1. Отклонение на показателите на калорифера от стандартните -- $Q_0 \leq 5\%$.

2. Неравномерност на скоростното поле -- $Q_n \leq 5\%$.

3. Работа със слабо запрашен въздух -- $Q_3 \leq 10\%$

4. Работа със силно запрашен въздух или заскрежаване -- $10 \leq Q_3 \leq 20\%$.

12. Примери

Следващите три примера допринасят за изясняване на методиката и предложената примерна схема за изчисления на калориферите тип КС

Пример 1. Подбор и окончателно изчисление на калорифер с топлоносител наситена водна пара и предварително зададени аеродинамични загуби.

$$\begin{aligned} \text{Зададено} - v &= 0,625 \text{ m}^3/\text{s}; \quad t_1 = 0^\circ\text{C}; \quad t_2 = 50^\circ\text{C}; \\ p_n &= 2 \text{ MN/m}^2; \quad \Delta p_a = 100 \text{ N/m}^2; \quad \rho = 0,953 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2; \quad \varphi_i = 50\% \\ Q_o &= 4\% \end{aligned}$$

A. Предварителен подбор

1. Загриване на въздуха

$$\Delta t = 50 - 0 = 50 \text{ deg}$$

2. Средна температурна разлика при

$$\frac{\Delta t_M}{\Delta t_r} = \frac{120 - 50}{120 - 0} = 0,583$$

от табл.5 $\frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_r} = 0,773$

следователно $\Delta t_{cp} = 0,773 \cdot 120 = 92,8 \text{ deg}$

3. Плътност на въздуха (от фиг.3)

$$\rho = 1,12 \text{ kg/m}^3$$

4. Масов дебит на въздуха

$$G = 1,12 \cdot 0,625 = 0,7 \text{ kg/s}$$

5. От номограмата за подбор на калорифери (фиг.4) се определя типоразмер на 1-4 реда тръби, $\rho W = 9 \text{ kg/m}^2\text{s}$ и

на 2-3 реда тръби и $\rho W = 6 \text{ kg/m}^2\text{s}$

6. С помощта на номограмата на фиг. 3 като най-подходяща избира калорифер КСГ-3 (3 реда труби) с аеродинамични загуби по-малки от зададените.

Б. Окончателно изчисление

Величина	Източник	Калорифер	Стойност
Дебит на въздуха V	по задание	m^3/s	0,625
Начална температура на въздуха, t_1	по задание	$^{\circ}C$	0
Крайна температура на въздуха t_2	по задание	$^{\circ}C$	50
Начална относителна влажност на въздуха, φ_1	по задание	%	50
Налягане на въздуха, p	по задание		$0,953 \cdot 10^5$
Температура на парата, t_n	по задание	$^{\circ}C$	120
Вид на калорифера	от предварителния подбор	—	КСГ-3
Теплообменна повърхност на калорифера, F	от предварителния подбор	m^2	9,88
Лъво сечение по въздух на калорифера $f_{\text{в}}$	от предварителния подбор	m^2	0,122
Плътност на въздуха, ρ	Номограма-фиг. 3	kg/m^3	1,12
Специфична топлинска способност на въздуха, c	От справочна литература	$J/kg \cdot deg$	1010
Масова скорост на въздуха в лъвото сечение ρw	$\rho w = \frac{0,625 \cdot 1,12}{0,122}$	$kg/m^2 \cdot s$	5,74
Коефициент на топлопреминаване, k	$k = 14,4 (5,74)^{0,57}$	$W/m^2 \cdot deg$	139,0
Брой на преносните топлинни единици m	$m = \frac{39,0 \cdot 9,88}{1010 \cdot 1,12 \cdot 0,625}$	—	0,545

Величина	Източник	Измерение	Стойност
Ефективност (кпд) на калорифера η	$\eta = 1 - e^{-0,575}$	—	0,421
Топлинна мощност на калорифера Q	$Q = 0,421 \cdot 1,12 \cdot 0,625 \cdot 1010 (120 - 0)$	W	35720
Резерв на топлината мощност q	$q = \left(\frac{35720}{1010 \cdot 1,12 \cdot 0,625 \cdot 50} - 1 \right) 100$	%	1,04
Изходна температура на въздуха $t_{и}$	$t_{и} = 0 + \frac{35720}{1010 \cdot 1,12 \cdot 0,625 \cdot \frac{40 \cdot 100}{100}}$	°C	50,00
Аеродинамични загуби на калорифера Δp_a	$\Delta p_a = 4,2 (5,74)^{1,8}$	N/m ²	95,00
Приети аеродинамични загуби $\Delta p_{ап}$	$\Delta p_{ап} = \frac{100 + 4,95}{100}$	N/m ²	98,9

Пример 2. Подбор и окончателно изчисление на калорифер с оплоснител вода и оптимална скорост на въздуха в живото сечение

Задано. $V = 0,893 \text{ m}^3/\text{s}$; $t_1 = 10^\circ\text{C}$; $t_2 = 40^\circ\text{C}$;
 $t_{в1} = 110^\circ\text{C}$; $t_{в2} = 90^\circ\text{C}$; $\rho = 0,953 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$; $\varphi_v = 50\%$;
 $Z = 1000 \text{ ч/год}$; $P_2 = 0,04 \text{ лв/квт}$; $a = 7 \text{ год}$; $\eta_{ен} \cdot \eta_{в} = 0,8$;
 $\alpha = 8\%$

A/ Предварителен подбор

1. Загряване на въздуха

$$\Delta t = 40 - 10 = 30 \text{ deg}$$

2. Средна температурна разлика

при $\frac{\Delta t_{tr}}{\Delta t_r} = \frac{110 - 40}{90 - 10} = 0,875$

$$\Delta t_{\text{ср.пр.}} = \frac{(110-10) + (90-10)}{2} = 75 \text{ deg}$$

1. Стойности на температурните параметри

$$\rho = \frac{40-10}{110-10} = 0,30$$

$$R = \frac{110-90}{40-10} = 0,67$$

4. Поправъчен коефициент - от фиг.7

$$\Sigma_{\Delta t} = 0,98$$

5. Действителна средна температурна разлика в процеса

$$\Delta t_{\text{ср}} = 75 \cdot 0,98 = 73,5 \text{ deg}$$

6. Плътност на въздуха - от фиг.3

$$\rho = 1,12 \text{ kg/m}^3$$

7. Масов дебит на въздуха

$$G = 1,12 \cdot 0,893 = 1,0 \text{ kg/s}$$

8. Подбор на калорифера - от номограма фиг.4 се определя

типоразмер Е 3 - 4 реда тръби (2 x КСС-3); $\rho W = 5,5 \text{ kg/m}^2\text{s}$

и типоразмер Е 4 - 3 реда тръби; (КСГ-4); $\rho W = 3,6 \text{ kg/m}^2\text{s}$

9. Оптимална скорост на въздуха в живото сечение - номограма на фиг.5

за $\rho_f = 1,4 \text{ лв/м}^2$ (2 x КСС - 3) $(\rho W)_{\text{опт}} = 3,6 \text{ kg/m}^2\text{s}$

за $\rho_f = 11,5 \text{ лв/м}^2$ (КСГ-4) $(\rho W)_{\text{опт}} = 3,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$

10. Избира се калорифер тип КСГ-4

Б. Окончателно изчисление

Величина	Източник	Единица	Стойност
Дебит на въздуха V	По задание	m^3/s	0,893
Начална температура на въздуха t_1	По задание	$^{\circ}C$	$10^{\circ}C$
Крайна температура на въздуха t_2	По задание	$^{\circ}C$	$40^{\circ}C$
Относителна влажност на въздуха φ	По задание	%	50
Налягане на въздуха p	По задание	N/m^2	$0,953 \cdot 10^5$
Начална температура на водата $t_{в1}$	По задание	$^{\circ}C$	110
Крайна температура на водата $t_{в2}$	По задание	$^{\circ}C$	90
Вид на калорифера	От предварителния подбор	-	КСГ-4
Начин на свързване по вода	От предварителния подбор	-	
Топлообменна повърхност на калорифера F	От предварителния подбор	m^2	21,5
Живо сечение по въздух на калорифера f_x	От предварителния подбор	m^2	0,275
Брой на ребрестите тръби на калорифера n	От предварителния подбор	-	44
Плътност на въздуха ρ	По диаграма - фиг. 3	kg/m^3	1,12
Специфична топлиемост на въздуха c	Справочна литература	$J/kg \cdot deg$	1010
Масова скорост на въздуха в живото сечение	$G = \frac{1,12 \cdot 0,893}{0,275}$	$kg/m^2 \cdot s$	3,64

Величина	Източник	Измерение	Стойност
Необходима топлинна мощност на калорифера Q_n	$Q_n = 412 \cdot 0,893 \cdot 1010 (40 \cdot 10)$	W	30300
Скорост на водата в тръбите на калорифера w_d	Номограма-фиг. 6	m/s	
Коефициент на топлинна преминаване k	номограма-фиг. 1	W/m ² deg	19,0
Средна температурна разлика при чист протокът Δt_{cp}	$\Delta t_{cp} = \frac{(110-40)+(90-10)}{2}$	deg	75,0
Температурен параметър P	$P = \frac{40-10}{110-10}$	—	0,30
Температурен параметър R	$R = \frac{110-90}{40-10}$	—	0,67
Корректиращ коефициент на средната температурна разлика при чист протокът $\xi_{\Delta t}$	Номограма-фиг. 7	—	0,98
Средна температурна разлика Δt_{cp}	$\Delta t_{cp} = 0,98 \cdot 75$	deg	73,5
Топлинна мощност на калорифера Q	$Q = 19,22 \cdot 5,73 \cdot 5$	W	31420
Коефициент на топлинната мощност η	$\eta = \frac{31420-30300}{30300} \cdot 100$	%	3,7
Изходяща температура на въздуха t_n	$t_n = 10 + \frac{31420}{1010 \cdot 412 \cdot 0,893 \cdot \frac{37 \cdot 100}{100}}$	°C	40,0
Динамични загуби на калорифера Δp_a	Номограма-фиг. 2	N/m ²	41

№	Величина	Източник	Единица	Стойност
8	Приезл. аеродинамични загуби на калорифера $\Delta P_{ад}$	$\Delta P_{а.п.} = \frac{100+3}{100} \cdot 41$	N/m^2	42,2
10	Хидравлични загуби на калорифера ΔP_x	$\Delta P_x = 4,1(3,64)^{1,8}$	N/m^2	41,9

Пример 8 Подбор и окончателно изчисление на калорифер със

отудоносител вода и предварително зададени аеро динамични загуби

Задание $V = 4,46 \text{ м}^3/\text{с}$; $t_1 = 30^\circ\text{C}$; $t_2 = 20^\circ\text{C}$; $t_{в1} = 3^\circ\text{C}$;
 $t_{в2} = 6^\circ\text{C}$; $p = 0,953 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$; $\varphi_1 = 50\%$; $\Delta p_a = 180 \text{ N/m}^2$;
 $\varphi_2 = 5\%$; $a_n = 5\%$; $a_3 = 20\%$

А. Предварителен подбор

1. Охлаждане на въздуха

$$\Delta t = 20 - 30 = -10 \text{ deg}$$

2. Средна температурна разлика при

$$\frac{\Delta t_{tr}}{\Delta t_r} = \frac{20-3}{30-6} = 0,708$$

$$\Delta t_{tr} = \frac{(30-6) + (20-3)}{2} = 20,5 \text{ deg}$$

3. Стойности на температурните параметри:

$$P = \frac{6-3}{30-3} = 0,11$$

$$R = \frac{30-20}{6-3} = 3,33$$

4. Поправъчен коефициент - от фиг.7 за два калорифера последователно свързани по вода

$$E_{\Delta t} = 1,0$$

5. Действителна средна температурна разлика в процеса

$$\Delta t_{cp} = 20,5 \text{ deg}$$

6. Плътност на въздуха - от фиг.3

$$\rho = 1,12 \text{ кг/м}^3$$

7. Масов дебит на въздуха

$$G = 1,12 \cdot 4,46 = 5 \text{ кг/с}$$

8. Подбор на калорифера - от номограма - фиг.4 намираме типоразмер № 6 с 5 реда тръби (КСС-6 и КС 6) и $\rho W = 8,5 \text{ кг/м}^2\text{с}$ и типоразмер № 7 с 4 реда тръби (2хКСС-7) и $\rho W = 6,2 \text{ кг/м}^2\text{с}$

9. От номограмата на фиг.2 избираме калорифер 2 бр. КСС-7 със аеродинамични загуби $\Delta p_a = 140 \text{ N/м}^2 < 180 \text{ N/м}^2$

Б. Окончателно начисляване

№	Величина	Източник	Измерение	Стойност
1	Дебит на въздуха V	По задание	$\text{м}^3/\text{с}$	4,46
2	Начална температура на въздуха t_1	По задание	$^{\circ}\text{C}$	30
3	Крайна температура на въздуха t_2	По задание	$^{\circ}\text{B}$	20
4	Относителна влажност на въздуха Ψ_1	По задание	%	50
5	налягане на въздуха p	По задание	N/м^2	$0,935 \cdot 10^5$
6	Начална температура на водата t_{a1}	По задание	$^{\circ}\text{C}$	3
7	Крайна температура на водата t_{a2}	По задание	$^{\circ}\text{C}$	6
8	Вид на калорифера	От предварителния подбор	—	2хКСС-7
9	Начин на свързване на вода	От предварителния подбор	—	Последователно

Величина	Източник	Измерение	Стойност
Киво сечение по въздух на калорифера - $f_{ин}$	От предварителния подбор	m^2	0,827
Брой на ребрестите тръби на калорифера n	От предварителния подбор	-	51
Плътност на въздуха ρ	Номограма - фиг. 3	kg/m^3	1,12
Специфична топлиемост на въздуха - c	от справочна литература	$J/kg \text{ deg}$	1010
Масова скорост на въздуха в живото сечение - ρw	$\rho w = \frac{1,12 \cdot 4,46}{0,827}$	$kg/m^2 s$	6,05
Необходима топлинна мощност на калорифера - Q_n	$Q_n = 410,412,4,46(20-30)$	W	- 50500
Скорост на водата в тръбите на калорифера - w_2	Номограма - фиг. 6	m/s	0,51
Коефициент на топлопреминаване - K	Номограма - фиг. 1	$W/m^2 \text{ deg}$	37,0
Средна температурна разлика при чист противоток $\Delta t_{ср.пр}$	$\Delta t_{ср.пр} = \frac{(30-6)+(20-3)}{2}$	deg	20,5
Температурен параметър P	$P = \frac{6-3}{30-3}$	-	0,11
Температурен параметър - R	$R = \frac{30-20}{6-3}$	-	3,33
Поправъчен коефициент на средната температурна разлика при чист противоток $\epsilon_{\Delta t}$	Номограма - фиг. 7	-	1,0

Величина	Източник	Измерение	Стойност
Средна температурна разлика Δt_{cp}	$\Delta t_{cp} = 1,0, 20,5$	deg	20,5
Топлинна мощност на калорифера - Q	$Q = 340,904 \cdot 20,5$	W	68570
Ефективна мощност на топлинната машина - q	$q = \frac{68570 - 50500}{50500} \cdot 100$	%	35,8
Средна температура на въздуха $t_{и}$	$t_{и} = 30 - \frac{68570}{1010 \cdot 1,12 \cdot 446 \cdot \frac{273+20}{100}}$	°C	20,0
Аеродинамични загуби на калорифера Δp_a	Номограма-фиг. 2	N/m ²	136
Привети аеродинамични загуби на калорифера $\Delta p_{a,п}$	$\Delta p_{a,п} = \frac{100+5+5+20}{100} \cdot 136$	N/m ²	176,8
Хидравлични загуби на калорифера Δp_x	$\Delta p_x = 2,27(6,05)^{1,8}$	N/m ²	138,1

УСЛОВНИ ОЗНАЧЕНИЯ

- и t_2 - начална и крайна температура на въздуха, $^{\circ}\text{C}$,
- t_n - температура на парата, $^{\circ}\text{C}$,
- и t_{D_2} - начална и крайна температура на водата, $^{\circ}\text{C}$,
- t_u - изходяща температура на въздуха получена чрез изчисление, $^{\circ}\text{C}$,
- Δt_{cp} - средна температурна разлика, *deg*,
- $\Delta t_{cp.op}$ - средна температурна разлика при чист противоток, *deg*,
- $\epsilon_{\Delta t}$ - поправъчен коефициент на средната температурна разлика при чист противоток
- φ - относителна влажност на въздуха, % ,
- p - налягане на въздуха, N/m^2 ,
- B - барометрично налягане,
- ρ - плътност на въздуха, kg/m^3 ,
- c - специфична топлиемност на въздуха, J/kg deg ,
- W - скорост на въздуха в живото сечение, m/s ,
- W_0 - скорост на водата в тръбите на калорифера, m/s ,
- ρ_B - плътност на водата, kg ,
- V - обмен дебит на въздуха, m^3/s ,
- G - масов дебит на въздуха, kg/s ,
- V_B - обмен дебит на водата, dm^3/s ,
- F - топлисобемна повърхност на калорифера, m^2 ,
- $f_{\text{въз}}$ - живо сечение по въздух, m^2 ,
- f_T - живо сечение по топлиносител, m^2 ,
- n - брой на ребрестите тръби на калорифера,
- K - коефициент на топлопреминаване, $\text{W/m}^2\text{deg}$,
- и Q_n - изчислявана и необходима топлинна мощност на калорифера, W ,
- q - резерв на топлинната мощност, % ,

- ΔP_a - аеродинамични загуби на калорифера, N/m^2 .
- $\Delta P_{a,n}$ - прети аеродинамични загуби на калорифера, N/m^2 .
- Q_s - прибавки за аеродинамичните загуби, отчитани съответно отклонение от стандарта, неравномерност на скоростното поле и замърсяване на топлообменната повърхност, %.
- ΔP_n - хидравлични загуби на калорифера по вода, N/m^2 .
- η - ефективност (КПД) на калорифера,
- m - брой на преносните топлинни единици,
- η_{en} - КПД на електродвигателя, задвижаващ вентилатора,
- η_b - КПД на вентилатора,
- α - амортизационен период, год.,
- Z - работни часове на калорифера за една година,
- P_e - стойност на електрическата енергия, лв/квт,
- P_f - стойност на $1 m^2$ нагревна повърхност, лв/ m^2 ,
- ζ - коефициент на местно съпротивление на калорифера при вода,
- R - температурни параметри,
- $Re = \frac{w_s \cdot d_r}{\nu_b}$ - число на Рейнолдс за вода,
- J - енталпия на въздуха, J/kg ,
- d_r - вътрешен диаметър на ребрестата тръба.

СЪДЪРЖАНИЕ

	стр.
1. Предназначение 2
2. Описание 2
3. Технически данни 3
4. Експлоатационни показатели на калориферите 8
5. Изписване на изделието11
6. Антикорозионна защита11
7. Комплектност на доставката11
8. Препоръки за монтажа на калориферите11
9. Препоръки за експлоатацията на калориферите11
10. Предварителен подбор на калорифера13
10.1 Подбор на калорифера при топлоносител наситена водна пара оптимална скорост на въздуха в живото сечение14
10.2 Подбор на калорифера при топлоносител наситена водна пара и предварително зададени аеродинамични загуби20
10.3 Подбор на калорифера при топлоносител (студеносител) вода и оптимална скорост на въздуха в живото сечение21
10.4. Подбор на калорифера при топлоносител (студеносител) вода и предварително зададени аеродинамични загуби24
11. Окончателно изчисление на калориферите25
11.1 Окончателно изчисление при топлоносител наситена водна пара25
11.2 Окончателно изчисление на калорифер при топлоно- сител топла вода28
11.3 Окончателно изчисление на калорифер със студено- сител студена вода31

	стр.
11.4 Резерв на топлина (студова) мощност и изчисления за аеродинамичните загуби на калориферите32
12. Примери33
Условни означения43

Каталогът е съставен в катедра "Промислена топлотехника" при ВМЕИ "Левски"-София съгласно договор №16/1970г. на НИС от доц.к.т.н.инж.Стоян Хр.Сендов и инж.Стоян Л.Невенкин .

F. C. C. C.