

**Общество с ограниченной ответственностью
Научно-производственное объединение ТЕРМЭК**

ООО «НПО ТЕРМЭК»

**Открытое Акционерное общество
Центральный научно-исследовательский и проектно-
экспериментальный
институт промышленных зданий и сооружений**

ОАО ЦНИИПРОМЗДАНИЙ

**РЕКОМЕНДАЦИИ
по применению и расчету газо-воздушных систем
лучистого отопления**

Москва – 2002

Рекомендации разработаны ООО «НПО ТЕРМЭК» и ОАО ЦНИИпромзданий.

Творческий коллектив: к.т.н. Наумов А.Л. (руководитель работы),

к.т.н. Булыгчева О.П., к.т.н. Климовицкий М.С., к.т.н. Шилькrot Е.О.,

инж. Алексеева И.Ю.

При разработке рекомендаций использованы результаты исследований «НПО ТЕРМЭК», ОАО ЦНИИпромзданий, НИИ медицины труда РАМН.

С О Д Е Р Ж А Н И Е

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	4
В В Е Д Е Н И Е	5
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	6
2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ	6
3. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ	12
4. ПРИМЕР РАСЧЕТА	21
ЛИТЕРАТУРА	27

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

<i>A, B, H</i>	- длина, ширина и высота помещения, м;
<i>h_{изл}</i>	- высота подвески излучателей, м;
<i>d_{TP}</i>	- диаметр теплоизлучающих труб, м;
<i>F</i>	- площадь, м ² ;
<i>V</i>	- скорость, м/с;
<i>G</i>	- расход воздуха, газообразного теплоносителя, кг/с;
<i>P</i>	- давление, Па;
<i>t</i>	- температура воздуха, °С;
<i>τ</i>	- температура поверхности, °С;
<i>λ</i>	- коэффициент теплопроводности, Вт/м °С;
<i>K</i>	- коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² °С);
<i>α</i>	- коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² °С);
<i>Q</i>	- тепловая мощность, теплопотери, тепловыделения, кВт, Вт;
<i>ρ</i>	- плотность, кг/м ³ ;
<i>K_р</i>	- кратность воздухообмена, 1/час;
<i>C</i>	- поправочный коэффициент для расчета теплопотерь;

Индексы

<i>в</i>	- воздух помещения;	<i>н</i>	- наружный воздух;
<i>вент</i>	- вентиляционный;	<i>нз</i>	- нижняя зона;
<i>вз</i>	- верхняя зона;	<i>ок</i>	- окна;
<i>вн</i>	- внутренний;	<i>пл</i>	- пол;
<i>г</i>	- газообразный теплоноситель;	<i>пот</i>	- потолок;
<i>год</i>	- годовой;	<i>ст</i>	- стены;
<i>и</i>	- инфильтрация;	<i>тр</i>	- трубы;
<i>изл</i>	- излучатели;	<i>φ</i>	- фонарь;
<i>л</i>	- лучистый	<i>час</i>	- часовой.

В В Е Д Е Н И Е

Настоящие рекомендации предназначены для проектирования систем газо-воздушного лучистого отопления с теплоизлучающими трубами (ГВЛО) во вновь строящихся и реконструируемых помещениях производственных (сборочных, механических, ремонтных цехов, складов, депо, гаражей, ангаров) и общественных (рынки, спортивные залы, вокзалы, перроны и т.п.) зданий.

Обогрев рабочей, обслуживаемой, зоны осуществляется преимущественно тепловым излучением с поверхности теплоизлучающих труб, устанавливаемых в верхней зоне помещения.

Применение ГВЛО обеспечивает: повышение равномерности распределения температуры воздуха в объеме помещения; малую подвижность воздуха в помещении; отсутствие неприятного «дутья», сокращение переноса пыли и вредных выделений; бесшумность работы; повышенную надежность (незамерзаемость теплоносителя).

ГВЛО в большинстве случаев позволяет поддерживать требуемые условия микроклимата при пониженной в среднем на $2\div4$ $^{\circ}\text{C}$ температуре внутреннего воздуха по сравнению с нормируемой [1, 2] и позволяет сократить расход тепловой энергии на нагрев приточного воздуха в вентилируемых помещениях .

Система лучистого отопления автономна и легко регулируема, не требует прокладки тепловых сетей и ввода в эксплуатацию (1,5-2 мес.).

Уменьшение расхода тепловой энергии при использовании ГВЛО, по сравнению с традиционными системами, может достигать $30\div40\%$, в том числе за счет сокращения теплопотерь здания и эффективного регулирования режимов работы системы.

ГВЛО имеет ограничения по области применения из условий обеспечения пожарной безопасности.

Рекомендации позволяют рассчитать тепловую нагрузку на систему газовоздушного лучистого отопления, определять площадь поверхности и диаметр теплоизлучающих труб, выбрать схему их расположения в помещении, определить расход газа и среднегодовое потребление теплоты и газа.

Рекомендации могут быть использованы для расчета систем лучистого отопления с автономными теплогенераторами на жидком топливе, а также для систем, использующих продукты сгорания от технологических установок (при обосновании).

Расчет ГВЛО связан с проведением трудоемких вычислений показателей воздушно-теплового режима отапливаемого помещения.

В настоящих рекомендациях использованы простые формулы, графики и номограммы, полученные в результате обобщения данных численного моделирования воздушно-теплового режима помещений с ГВЛО, выполненного по специально разработанной программе на ЭВМ.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Рекомендации предназначены для проектирования систем газо-воздушного лучистого отопления во вновь строящихся и реконструируемых помещениях производственных и общественных зданий высотой 6-40 м, расположенных в I-IV климатических районах России.

1.2. ГВЛО может использоваться совместно с другими видами отопления, системой вентиляции. В случае для определения расходов теплоты на нагрев приточного воздуха температуру в помещении следует принимать в соответствии с п. 3.15.

1.3. Теплоносителем в системе отопления является смесь воздуха и продуктов сгорания с температурой до 450 ° С.

2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

2.1. Газо-воздушная система лучистого отопления состоит из контура излучателей, подсоединенного к одному (или двум) теплогенераторам. Принципиальные схемы системы отопления приведены на рис. 1. Нагретая смесь воздуха и продуктов сгорания перемещаются по контуру циркуляционным вентилятором.

2.2. Отопительным прибором в системе отопления является излучатель, состоящий из теплоизлучающих труб, боковых экранов и тепловой изоляции. Конструкции излучателей представлены на рис. 2.

2.3. Рекомендуемые параметры конструкций излучателей:

- диаметр теплоизлучающих труб: $d_{TP} = 250, 315, 400, 500, 600$ мм;
- число труб в излучателе: $n_{TP} = 2 \div 4$;
- толщина боковых стальных экранов $0,5 \div 0,7$ мм;
- толщина стенки теплоизлучающих труб $0,5 \div 1,0$ мм;
- толщина теплоизоляционного слоя 100 мм; $\lambda_{ti} = 0,045 \div 0,055$ Вт/м.°С.

Доля лучистой составляющей теплоотдачи излучателей $\psi \approx 0,6$. Теплоотдающие поверхности труб покрываются температуростойкой краской со степенью черноты не менее 0,9.

Свес боковых экранов δ (рис. 2) должен составлять 0,1 ширины горизонтальной проекции излучателя.

ГПИ «Сантехпроект» по техническому заданию ЦНИИпромзданий разработал рабочие чертежи излучателей для систем лучистого отопления [5].

2.4. Возможные схемы размещения излучателей в помещении и схемы движения теплоносителя в излучающих трубах, позволяющих обеспечить равномерный или с заданной неравномерностью, обогрев рабочей (обслуживаемой) зоны, показаны на рис. 1.

Схема (а) с параллельным движением теплоносителя рекомендуется для помещений, имеющих внутреннюю перегородку, вдоль которой размещается обратная ветвь системы.

Схема (б) обеспечивает равномерную теплоотдачу всего контура и рекомендуется как наиболее общая для однопролетных зданий.

Если для компенсации теплопотерь помещения требуется установка 2-х теплогенераторов, их целесообразно включать в общий контур по схеме (в). При этом, в ходе сезонного регулирования один из теплогенераторов может быть отключен полностью, что позволит обеспечить экономию электроэнергии на привод вентиляторов.

Схему (в) рекомендуется использовать, если аэродинамическое сопротивление контура в расчетном режиме превышает располагаемой давление одного циркуляционного вентилятора.

Движение теплоносителя в теплоизлучающих трубах может быть параллельным или встречным.

Схему (г), с количеством параллельных ветвей более 2-х, целесообразно использовать в многопролетных цехах; при этом подающие ветви размещаются по периметру наружных стен, обратные линии – в середине пролетов.

Количество ветвей в системе определяется расчетом, в зависимости от требуемой площади теплоотдающей поверхности (см. раздел 3).

Для обеспечения равномерного распределения лучистого теплового потока по площади цеха расстояние между ветвями в центральной части помещения следует принимать в соответствии с условием:

$$l \leq 0,9(h_{\text{из}} - 1) \quad (1)$$

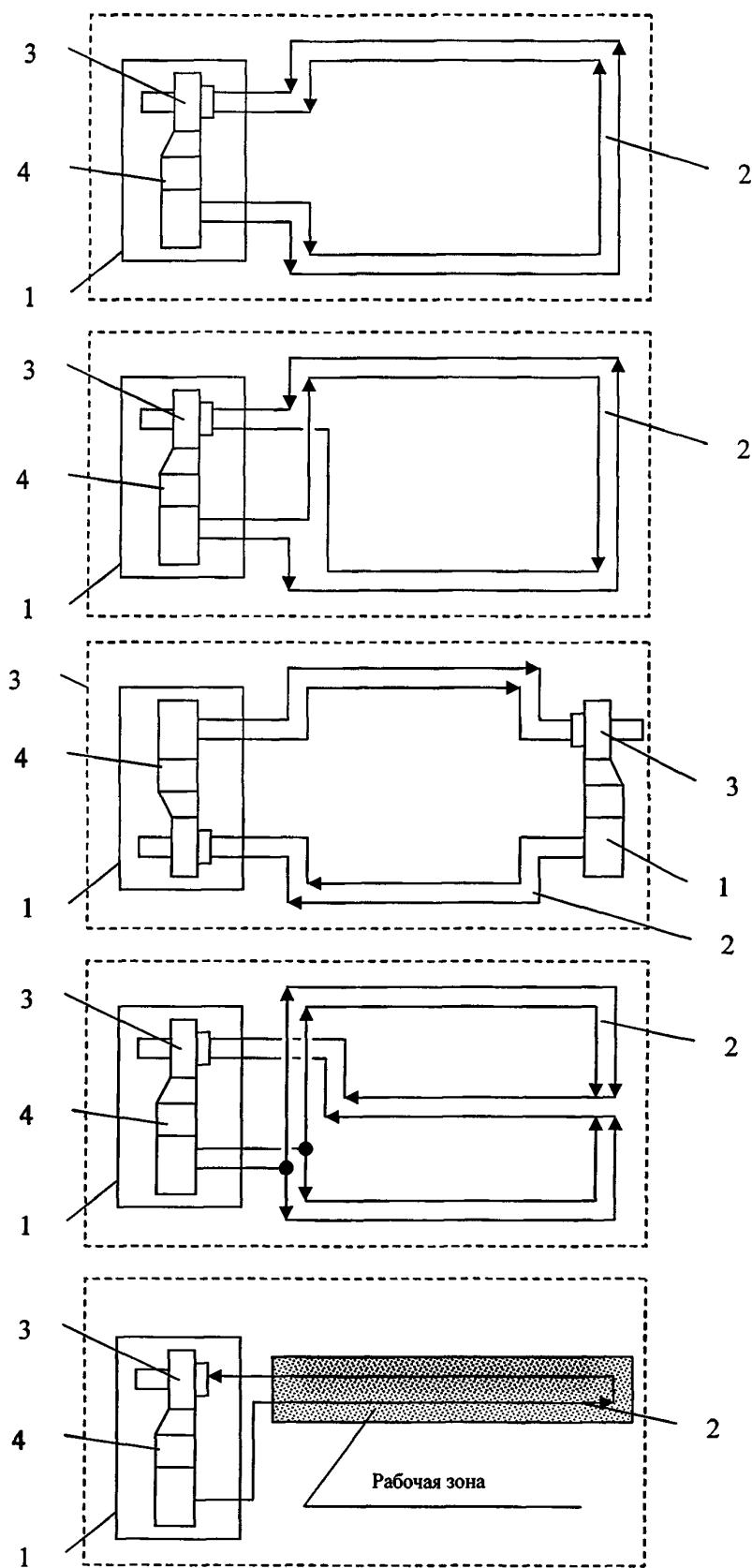


Рис. 1. Принципиальные схемы газовоздушной системы лучистого отопления
 1- теплоизлучатели, 2 – теплоизлучатели, 3 – циркуляционный вентилятор, 4 – газогорелочный блок
 Примечание: стрелками показано направление движения теплоносителя в трубах

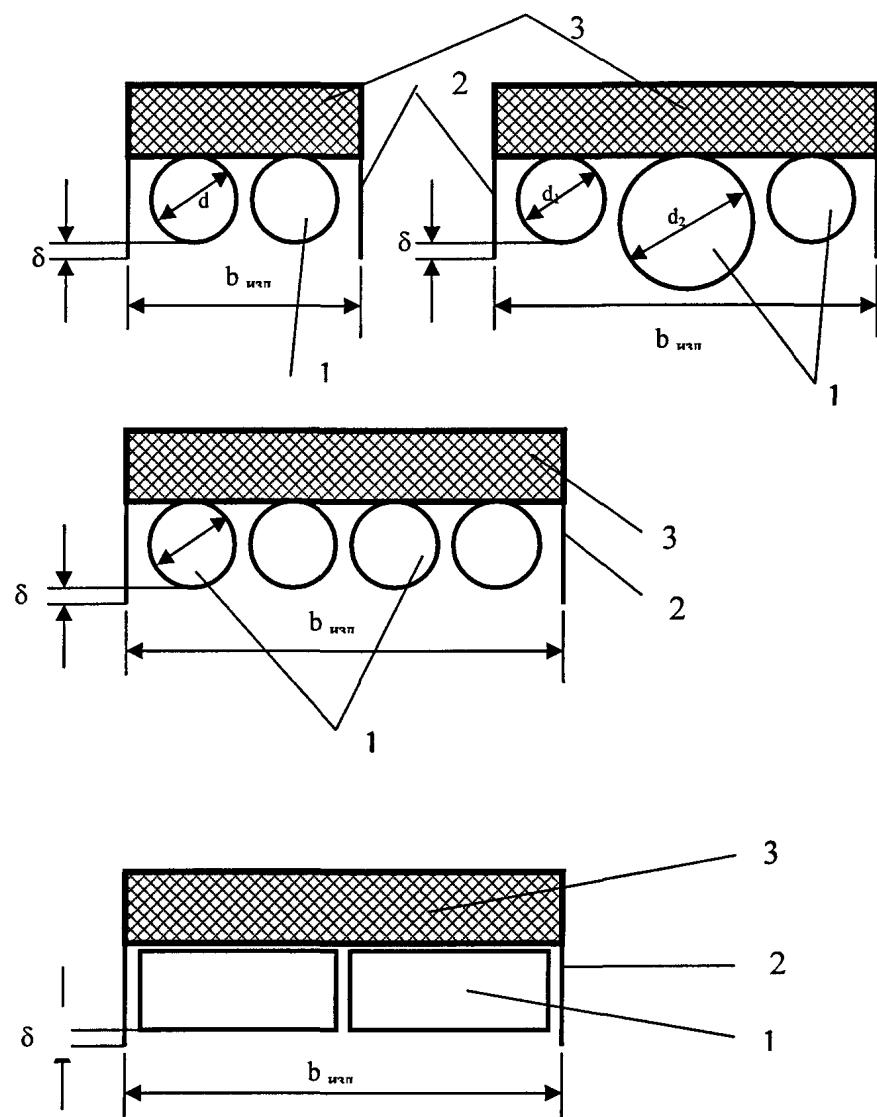


Рис. 2. Конструкции излучателей

1 – теплоизлучающие трубы: 2- боковые экраны: 3- тепловая изоляция

В пристенной зоне расстояние между двумя крайними лентами излучателей и крайней лентой излучателей и наружной стеной должно быть уменьшено вдвое (рис. 3).

Для протяженных зданий с фиксированной рабочей зоной излучатели могут размещаться в одну линию, непосредственно над рабочей зоной (схема б).

При выборе схем и трассировке ветвей следует учитывать наличие источников и стоков тепла вблизи рабочих зон (тепловыделяющего оборудования, ворот, окон).

2.5.Выбор конструкции излучателя и числа теплоизлучающих труб в нем производится, исходя из требуемой поверхности теплоотдачи (раздел 3), конструктивных возможностей их размещения и эстетических соображений. При этом следует руководствоваться данными таблицы 1.

Таблица 1

Площадь теплоотдающей поверхности, m^2 на 1 п.м. излучателя	Рекомендуемый типоразмер теплоизлучателя
До 0,8	2-х трубный $d = 315$; с прямоугольными трубами – 250x500
0,8÷1,0	2-х трубный $d = 400$; с прямоугольными трубами – 315x600
1,0÷1,2	4-х трубный $d = 250$; 2-х трубный $d = 500$
1,2÷1,5	3-х трубный $d_1 = 315$; $d_2 = 500$; 4-х трубный $d = 315$; 2-х трубный $d = 630$

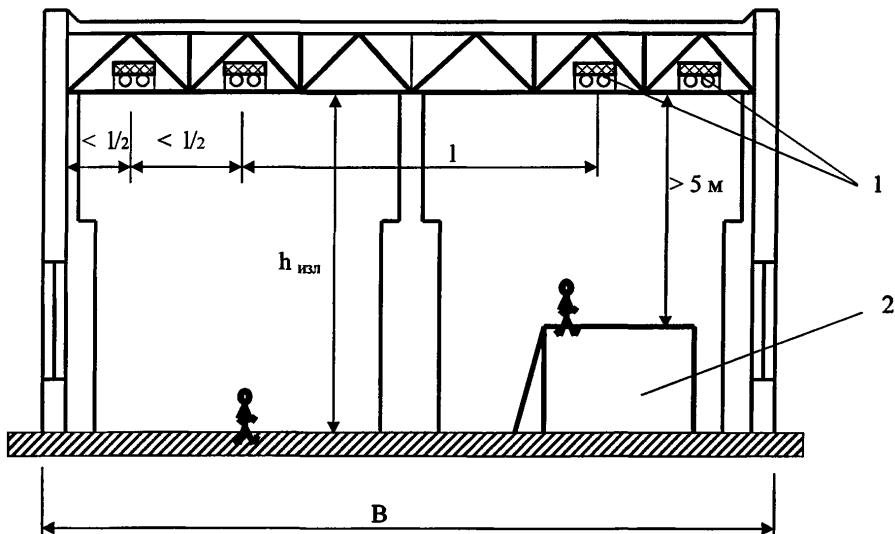


Рис. 3. Схема расположения излучателей в помещении

1- излучатели; 2- рабочая площадка

2.6. Излучатели устанавливаются в помещении горизонтально под покрытием.

Крепление излучателей осуществляется к фермам или к покрытию с помощью подвесок, скользящих опор. Способ крепления принимается в зависимости от конкретной конструкции ферм и покрытия.*

Излучатели располагаются на одном уровне на высоте не менее 5 м от поверхности пола или рабочей площадки (рис. 3). При наличии мостовых кранов и кранбалок излучатели должны устанавливаться выше их уровни или снаружи.

2.7. Теплогенераторы могут размещаться внутри обслуживаемого помещения. Они могут устанавливаться на полу помещений, чердачных этажах, на эстакадах, на кровле здания и т.п. . При размещении теплогенераторов должны соблюдаться правила установки, обслуживания и эксплуатации газового оборудования.

2.8. Для компенсации теплового удлинения теплоизлучающих труб следует предусматривать такие крепления излучателей к конструкциям ферм или покрытия, которые не препятствуют горизонтальным смещениям вследствие теплового удлинения труб.

2.9. В системах газовоздушного лучистого отопления применяются теплогенераторы ТГЛ-0,5 мощностью 500 кВт, разработанные ВНПО «Союзпромгаз» по техническому заданию Главмособлстроя и ЦНИИПромзданий. Технические характеристики теплогенератора ТГЛ-0,5 приведены в таблице 2. Предусмотрена разработка теплогенераторов тепловой мощностью 1 и 2 МВт.

* При этом выполняется проверка конструкций ферм и покрытия на дополнительную весовую нагрузку от системы отопления

Таблица 2

Технические характеристики теплогенератора ТГЛ-0,5

№№ п/п	Наименование технической характеристики	Единица измерения	Значение
1	2	3	4
1.	Тепловая мощность, передаваемая в систему отопления	кВт	70÷575
2.	Коэффициент полезного действия, не менее		0,92
3.	Расход газа	м ³ /ч	7,5÷60
4.	Давление газа перед горелкой, не более	кПа	50
5.	Расход дутьевого воздуха	м ³ /ч	145÷1100
6.	Давление дутьевого воздуха перед горелкой, не более	кПа	2,0
7.	Температура теплоносителя	°С	Определяется расчетом, но не более 450° С
8.	Номинальная производительность по теплоносителю при потерях давления в сети 2000 Па в нормальных условиях	кг/ч	15000
9.	Потребляемая электрическая мощность, не более	кВт	10
10.	Габаритные размеры: длина ширина высота	м м м	2,0 1,25 2,5
11.	Масса	кг	1000
12.	Занимаемая площадь с учетом зоны обслуживания	м ²	15

3. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

3.1. Расчет включает: определение тепловой нагрузки на систему лучистого отопления; определение площади теплоизлучающей поверхности; выбор конструкции излучателей; определение расхода и перепада температур теплоносителя; аэродинамический расчет сети теплоизлучающих труб; определение расчетного расхода газа и среднегодового потребления теплоты и газа.

3.2. Основные теплопотери здания Q , Вт, и расхода теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха Q_H , Вт, определяются в соответствии с [5]. Расчетная температура внутреннего воздуха помещения принимается в соответствии с [1-3].

3.3. Расчетная тепловая нагрузка на систему лучистого отопления определяется по формуле:

$$Q_{\Sigma} = C(Q + Q_u - Q_{\text{вн}}) \quad (2)$$

где $Q_{\text{вн}}$ - тепловыделения от людей и оборудования (включая теплопоступления от вспомогательных, например, дежурных систем отопления), Вт;

В величину $Q_{\text{вн}}$ включается часть тепловой нагрузки системы вентиляции.

$$Q_{\text{вент}}^* = 0,28G_{\text{вент}}(t_{np} - t_e) \quad (3)$$

где $Q_{\text{вент}}$ - расход вентиляционного воздуха, кг/ч;

t_{np} - температура приточного воздуха.

В формуле (2) поправочный коэффициент «С» учитывает возможное снижение температуры внутреннего воздуха в рабочей (обслуживаемой) зоне и ее распределение по высоте помещения при лучистом отоплении. Значение коэффициента «С» определяется по графику на рис. 4 в зависимости от комплексных показателей P и M .

Показатель P , 1/ч, определяется по формуле:

$$P = K_p - \frac{3Q_{\text{вн}}}{A \cdot B \cdot H(t_e - t_n)} \quad (4)$$

где K_p - кратность инфильтрационного воздухообмена, 1/ч;

A, B, H - соответственно длина, ширина и высота отапливаемого здания (при отсутствии внутренних перегородок) или отапливаемого помещения, отделенного перегородкой от остальной части здания, м;

t_n - расчетная наружная температура, оС.

Показатель M определяется по формуле:

$$M = \frac{B}{H} \cdot \frac{K_{e3}}{K_{n3}} \quad (5)$$

где: K_{e3}, K_{n3} - средневзвешенные по площадям отдельных элементов наружных ограждений коэффициенты теплопередачи для зон помещения, расположенных соответственно выше и ниже уровня подвески излучателей, Вт/м² °C**

* Величина $Q_{\text{вент}}$ при условии $t_{np} < t_e$ может быть отрицательной. В этом случае она вычитается из $Q_{\text{вн}}$.

** При определении K_{n3} в число наружных ограждений не включается пол.

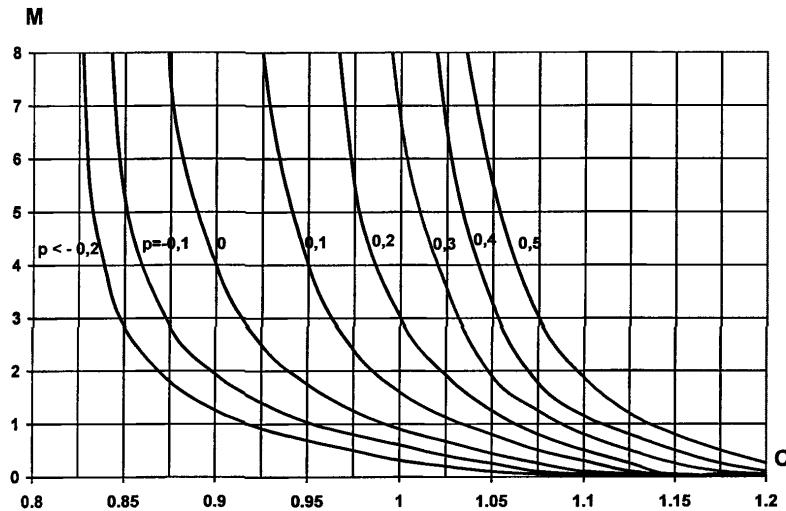


Рис. 4. Определение поправочного коэффициента
для расчета теплопотерь
 $M \approx (B/h) K_{\text{вн}}/K_{\text{н}}; P = K_p - 3 Q_{\text{вн}}[AxBxH(t_a - t_v)]$

$$K_{\text{вн}} = \frac{K_{\text{нн}} F_{\text{нн}} + K_{\text{ст.вн}} F_{\text{ст.вн}} + K_{\phi} F_{\phi}}{F_{\text{нн}} + F_{\text{ст.вн}} + F_{\phi}} \quad (6)$$

$$K_{\text{нн}} = \frac{K_{\text{ст.нн}} F_{\text{ст.нн}} + K_{\text{ок}} F_{\text{ок}} + K_{\text{вор}} F_{\text{вор}}}{F_{\text{ст.нн}} + F_{\text{ок}} + F_{\text{вор}}} \quad (7)$$

где $K_{\text{нн}}$, K_{ϕ} , $K_{\text{ок}}$, $K_{\text{вор}}$, $K_{\text{ст.вн}}$, $K_{\text{ст.нн}}$ – коэффициенты теплопередачи, соответственно конструкций потолка, зенитных фонарей, окон, ворот, стен верхней и нижней зон помещения, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{°C}$;

$F_{\text{нн}}$, F_{ϕ} , $F_{\text{ок}}$, $F_{\text{ст.вн}}$, $F_{\text{ст.нн}}$ – соответствующие площади ограждений, м^2 .

3.4. При $Q_{\text{вн}} \geq 0,2 (Q + Q_u)$ следует определить тепловую нагрузку на систему лу-
чистого отопления в дежурном режиме $Q_{\Sigma}^{\text{деж}}$ по формуле (2).

3.5. Определяется тепловая нагрузка на излучатели:

$$Q_{\text{изл}} = Q_{\Sigma} / \beta \quad (8)$$

где β - коэффициент, учитывающий поступление тепла от подводящих магистралей.

При теплоизолированных магистралях [$R_{us} = 0,8 \div 1,2 \text{ м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{Вт}$] следует принимать $\beta = 1,03$.

Максимальная теплоотдача излучателей при соблюдении II-го условия теплового комфорта [2]:

$$Q_{max} = \alpha_n (\tau_{mp}^{\text{don}} - t_e) 0,25 \cdot A \cdot B \quad (9)$$

где τ_{mp}^{don} - температура поверхности труб, максимально допустимая по II условию теплового комфорта при размещении излучателей на 15% площади покрытия, $^{\circ}\text{C}$ (определяется по графику на рис. 5);

α_n - коэффициент лучистой теплоотдачи системы, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (определяется по левой ветви номограммы на рис. 7 при τ_{mp}^{don}).

Проводится сравнение величин Q_{max} и $Q_{изл}$. Должно выполняться условие:

$$Q_{изл} \leq 1,05 Q_{max} \quad (10)$$

В случае, если это условие не выполняется, тепловая мощность системы лучистого отопления снижается и одновременно предусматриваются дополнительные теплопоступления в помещение за счет одного из следующих мероприятий:

- увеличение температуры приточного воздуха в системе вентиляции с соответствующими ограничениями [6];
- устройство вспомогательной системы отопления (отопительно-рециркуляционные агрегаты, местные нагревательные приборы) или увеличение ее теплопроизводительности.

Величина дополнительных теплопоступлений:

$$Q_{don} = (Q_{изл} - Q_{max}) \cdot 1,03 \quad (11)$$

Для дальнейших расчетов в случае невыполнения условия (10) принимается, что $Q_{изл} = Q_{max}$.

3.6. При $Q_{\Sigma} \geq Q_{\Sigma}^{\text{дек}}$ площадь теплоизлучающей поверхности:

$$F_n = \frac{0,6 Q_{изл}}{\alpha_n (\tau_{mp} - t_e)} \quad (12)$$

где τ_{mp} - средняя температура поверхности труб, определяемая по графику на рис. 6

в зависимости от соотношения $Q_{изл} = Q_{max}$, но не более $\tau_{mp}^{\text{max}} = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

α_n - определяется по графику на рис. 7 при τ_{mp} .

3.7. При $Q_{\Sigma} < Q_{mp}^{\text{don}}$ площадь излучающей поверхности:

$$F_n = \frac{0.58 Q_{\Sigma}^{\text{даж}}}{\alpha_n (\tau_{nh}^{\max} - 5)} \quad (13)$$

где α_n - определяется по графику на рис. 7 при $\tau_{mp}^{\text{don}} = 180^{\circ}$ С.

3.8. Выбирается схема размещения излучателей в соответствии с требуемым количеством теплогенераторов и рекомендациями п. 2.4. Определяется требуемая поверхность теплоотдачи 1 п.м. излучателя:

$$f = \frac{F_1}{\sum L}, \text{ м}^2/\text{п.м.} \quad (14)$$

где $\sum L$ – суммарная длина излучателей по выбранной схеме, м.

Конструкция излучателя принимается в соответствии с данными таблицы 1 с учетом возможности их размещения.

3.9. Для системы, подключенной к каждому теплогенератору, определение средней температуры t_g и скорости движения теплоносителя V_g проводится по nomogramme на рис. 7, исходя из значения α_n по п. 3.6 или 3.7, и следующей формуле:

$$V_g = \frac{G_{mp}}{900 \cdot \pi \cdot d_{mp}^2 \cdot \rho} \quad (15)$$

где G_{mp} - расход теплоносителя по каждой из параллельно расположенных труб в излучателе, кг/ч;

ρ_2 - плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$, при

$$\rho_2 = \frac{353}{t_g + 273} \quad (16)$$

Расчет ведется итерационным методом. Рекомендуется в первом приближении принимать $\rho_2 = 0,7 \text{ кг}/\text{м}^3$.

При задании $G_{\text{тр}}$ следует учесть, что в расчетном режиме циркуляционный вентилятор перемещает нагретый воздух, температура которого определяется расчетом в п. 3.10.

Рис. 5. Зависимость максимально допустимой температуры поверхности излучателей от $B/h_{изл}$
при $F_{тр} = 0,15 F_{px}$

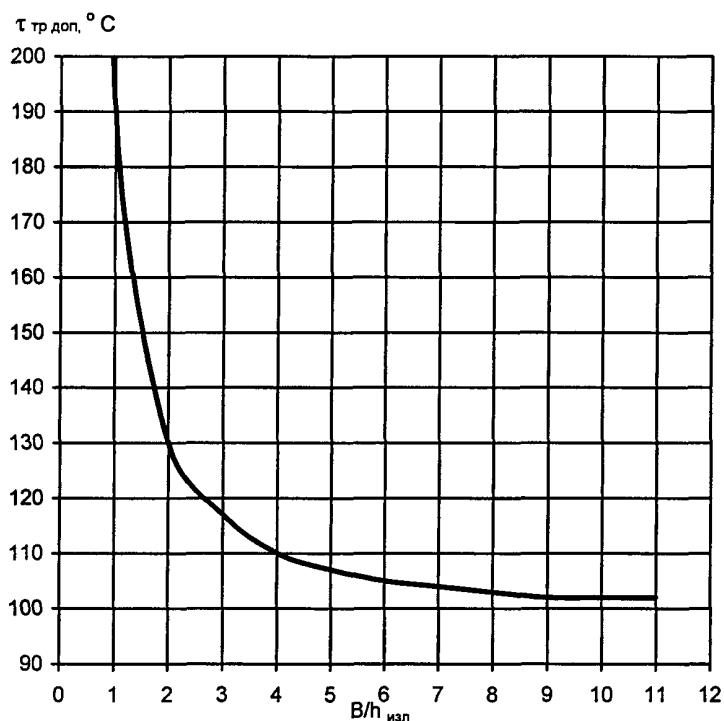


Рис. 6. Определение расчетной температуры поверхности труб

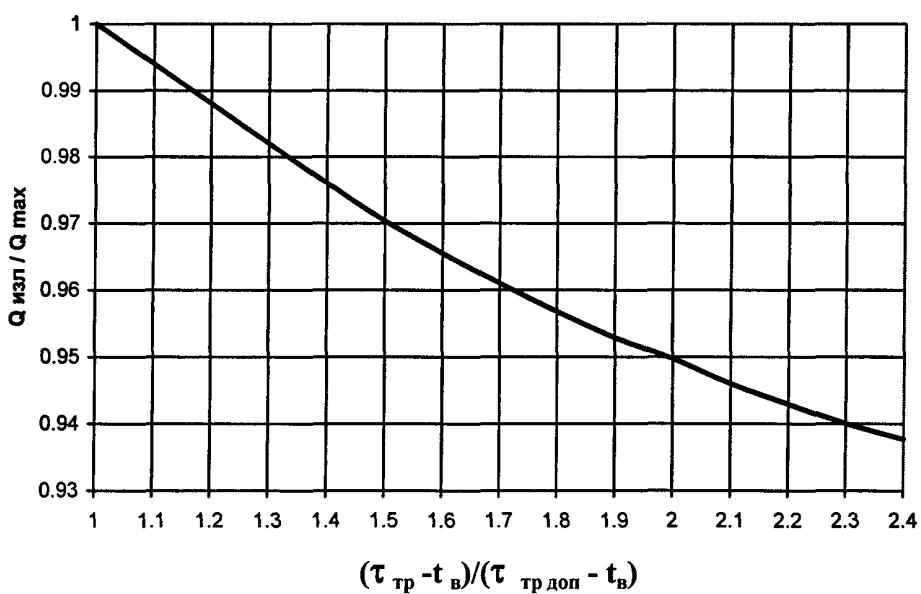


Рис. 5. Зависимость максимально допустимой температуры поверхности излучателей от $B/h_{изл}$
при $F_{тр} = 0,15 F_{px}$

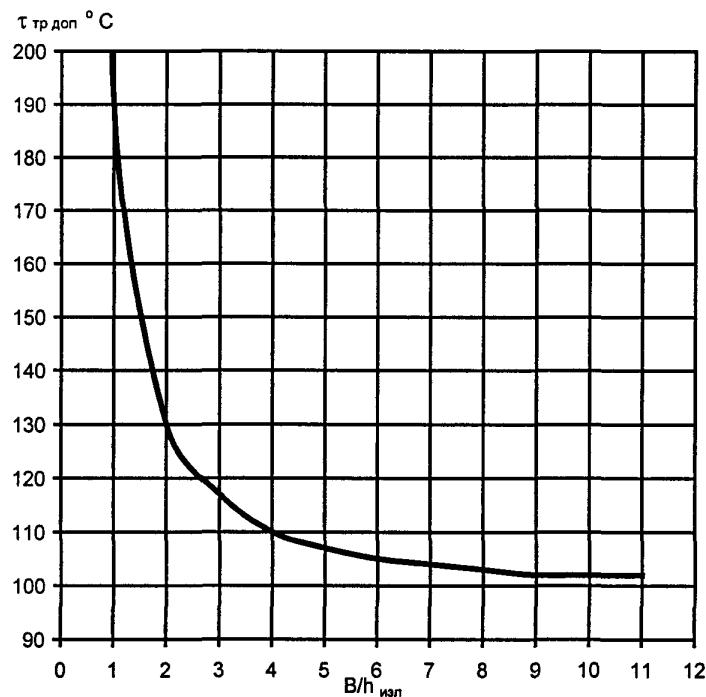
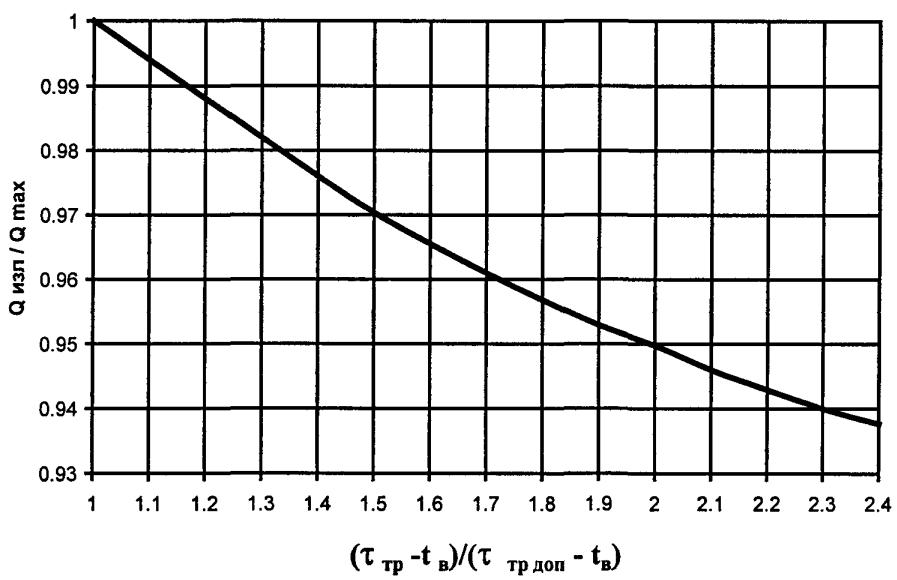


Рис. 6. Определение расчетной температуры поверхности труб



По техническим условиям для вентилятора максимальная температура перемещаемой среды (в обратной магистрали) не должна превышать 200° С. Поэтому G_{tr} в первом приближении определяется по формуле:

$$G = 0,52 \frac{G}{G_{mp}} \quad (17)$$

где G – производительность циркуляционного вентилятора в нормальных условиях (таблица 2), кг/ч.

3.10. Определяется перепад температуры теплоносителя для каждого теплогенератора:

$$\Delta t_z = \frac{3600 \cdot Q_{mz}}{0,62 \cdot G \cdot c_z} \quad (18)$$

где Q_{mz} – тепловая нагрузка на 1 теплогенератор в расчетном режиме, Вт;

c_z – теплоемкость теплоносителя при t_z , Дж/кг °С.

Минимальная температура теплоносителя в системе:

$$t_z^{\min} = t_z - \frac{\Delta t_z}{2} \quad (19)$$

Определяем среднюю температуру и скорость движения теплоносителя.

При $t_z^{\min} > 200^{\circ}$ С необходимо уменьшить расчетную температуру поверхности труб и повторить расчет, начиная с п. 3.6 или п. 3.7. При отличающейся в меньшую сторону от 200° С больше, чем на 10° С, следует определить новое значение G_{mp} по формуле:

$$G_{mp} = G_{mp} \cdot \frac{473}{t_z^{\min} + 273} \quad (20)$$

и повторить расчет, начиная с п. 3.9.

3.11. Проводится аэродинамический расчет системы теплоизлучающих труб для каждого теплогенератора. При этом фактически располагаемое давление вентилятора определяется по формуле:

$$P_{\phi} = P \cdot \frac{293}{t_{\Gamma}^{\min} + 273}, \quad (21)$$

где P – располагаемое давление циркуляционного вентилятора (таблица 2).

При превышении аэродинамических потерь в системе над фактическим располагаемым давлением вентилятора необходимо перейти к большему размеру теплоизлучателя и сделать перерасчет, начиная с п. 3.9.

3.12. Максимальный часовой расход газа:

$$Q_{\text{газ}}^{\text{час}} = \frac{3,6 \cdot Q_p}{\eta_{\text{м2}} \cdot Q_h^P}, \quad (22)$$

где $Q_p = \max(Q_{\Sigma}; Q_{\Sigma}^{\text{деж}})$;

$\eta_{\text{м2}}$ – КПД теплогенератор (таблица 2);

Q_h^P – удельная теплота сгорания газа, кДж/м³.

3.13. Среднегодовой расход теплоты на отопление:

$$Q_{\text{год}} = 3,6 \cdot 10^{-6} \left[\frac{Q_{\Sigma}(n - a)m(t_e - t_{h,cp})}{t_e - t_{h,cp}} + \frac{Q_{\Sigma}^{\text{деж}}(5 - t_{h,cp})(24n - nm + dm)}{5 - t_h} \right], \text{ГДж} \quad (23)$$

где n – продолжительность отопительного периода, сутки;

d – сумма нерабочих дней в течение отопительного периода (допускается принять $d = 2/7 n$);

m – число часов работы в сутки;

$t_{h,cp}$ – средняя за отопительный период температура наружного воздуха, °С.

3.14. Среднегодовой расход газа:

$$G_{\text{газ}}^{\text{год}} = \frac{Q_{\text{год}}}{\eta_{\text{м2}} \cdot G_h^P} \cdot 10^6 \quad (24)$$

3.15. При совмещении системы газовоздушного лучистого отопления с другими системами отопления и вентиляции тепловая нагрузка на последние определяется при температуре воздуха в рабочей зоне, определяемой по формуле:

$$t_{P,3.} = t_e + \Delta t \quad (25)$$

где Δt – определяется по графику на рис. 8 в зависимости от комплексного показателя P .

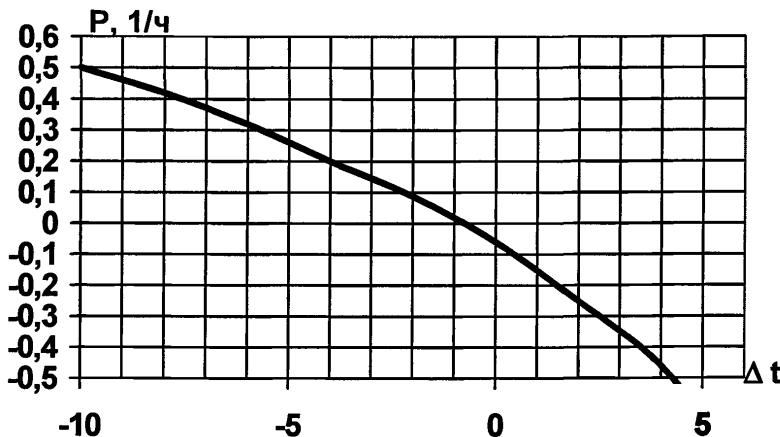


Рис. 8. Определение снижения температуры воздуха в рабочей зоне при работе системы лучистого отопления

4. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Расчет выполняется для механосборочного цеха машиностроительного завода. Размеры помещения $102 \times 24 \times 13$ м. район строительства – Московская область. Расчетная наружная температура -26°C . Средняя за отопительный период температура наружного воздуха $-3,6^{\circ}\text{C}$. Продолжительность отопительного периода 213 суток. Режим работы – двухсменный. Внутренние тепловыделения от оборудования $Q_{BH} = 24200$ Вт. Кратность инфильтрационного воздухообмена $0,2 \text{ 1/ч}$. Расчетная температура воздуха в помещении для средней категории тяжести труда П-б, $t_B = 16^{\circ}\text{C}$. Теплопотери помещения (с учетом затрат тепловой энергии на нагрев инфильтрационного воздуха) по СНиП 2.04.05-86: $Q + Q_H = 515250$ Вт. Средневзвешенные коэффициенты теплопередачи $K_{H3} = 1,286 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $K_{H3} = 2,151 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Высота подвески излучателей $h_{изл} = 10$ м.

Определяем комплексные показатели P и M .

$$P = K_P - \frac{3Q_{\text{ен}}}{A \cdot B \cdot H(t_e - t_n)} = 0,2 - \frac{3 \cdot 24200}{102 \cdot 24 \cdot 13 \cdot (16 + 26)} = -0,34 \text{ 1/ч},$$

$$M = \frac{B}{H} \cdot \frac{K_{\text{es}}}{K_{\text{ns}}} = \frac{24}{13} \cdot \frac{1,286}{2,151} = 1,1$$

По графику на рис. 4 определяется поправочный коэффициент $c = 0,916$.

Тепловая нагрузка на систему лучистого отопления:

$$Q_{\Sigma} = C(Q + Q_u - Q_{\text{en}}) = 0,916(515250 - 242000) = 250300 \text{ Вт}$$

Учитывая значительную величину технологических тепловыделений, следует провести расчет системы в режиме дежурного отопления. В этом случае $t_e^{\text{деж}} = 5^{\circ}\text{C}$, $Q_{\text{en}} = 0$.

$$Q^{\text{деж}} = (Q + Q_u) \cdot \frac{t_e^{\text{деж}} - t_u}{t_e - t_u} = 515250 \cdot \frac{5 + 26}{16 + 26} = 380300 \text{ Вт}$$

$$P = K_p = 0,2 \text{ 1/ч}$$

По графику на рис. 4 $c = 1,058$.

$$Q_{\Sigma}^{\text{деж}} = 1,058 \cdot 380300 = 402400 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{изл}} = \frac{Q}{\beta} = \frac{250300}{1,03} = 243010 \text{ Вт.}$$

По графику на рис. 5 средняя температура поверхности труб по П условию теплового комфорта $\tau_{mp}^{\text{don}} = 124^{\circ}\text{C}$ при $\frac{B}{h_{\text{изл}}} = \frac{24}{10} = 2,4$. По графику на рис. 7 $\alpha_u = 8,5 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Максимальная теплоотдача излучателей:

$$Q_{\text{max}} = \alpha_u (\tau_{mp}^{\text{don}} - t_e) \cdot 0,25 \cdot A \cdot B = 8,5(124 - 16) \cdot 0,25 \cdot 102 \cdot 24 = 561820 \text{ Вт}$$

Так как $Q_{\Sigma} \prec Q_{\Sigma}^{\text{деж}}$ площадь теплоизлучающей поверхности определяется по формуле (13). По графику на рис. 7 при $\tau_{TP} = 180^{\circ}\text{C}$

$$\alpha_u = 10,9 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

$$F_u = \frac{0,58 Q_{\Sigma}^{\text{деж}}}{\alpha_u (\tau_{mp}^{\text{max}} - t_e)} = \frac{0,58 \cdot 402400}{10,9(180 - 5)} = 122,4 \text{ м}^2$$

Принимаем разводку излучателей в виде замкнутого контура теплоизлучающих труб длиной 180 м, подсоединеных к одному теплогенератору ТГЛ-0,5, со встречным движением теплоносителя.

Требуемая поверхность теплоотдачи 1 п.м. излучателя:

$$f = \frac{F_u}{\Sigma L} = \frac{122,4}{180} = 0,68 \text{ м}^2/\text{п.м.}$$

По данным таблицы 1 принимаем 2-х трубный излучатель, диаметр труб 315 мм.

$$G_{mp} = 0,62 \frac{G}{n_{mp}} = 0,62 \frac{15000}{2} = 4650 \text{ кг/ч.}$$

В первом приближении при $\rho_r = 0,7 \text{ кг/м}^3$:

$$V_z = \frac{G_{mp}}{900\pi \cdot d_{mp}^2 \cdot \rho_z} = \frac{4650}{900 \cdot \pi \cdot 0,315^2 \cdot 0,7} = 23,7 \text{ м/с}$$

По номограмме на рис. 7 при $\alpha_n = 10,9 \text{ Вт/м}^2 \text{°C}$, $t_e = 295^\circ \text{C}$.

$$\rho_z = \frac{353}{295 + 273} = 0,621 \text{ кг/м}^3$$

$$V_z = \frac{4650}{900 \cdot \pi \cdot 0,315^2 \cdot 0,621} = 26,7 \text{ м/с}$$

По номограмме $t_e = 283^\circ \text{C}$:

$$\rho_z = 0,635 \text{ кг/м}^3; V_z = 26,1 \text{ м/с}$$

По номограмме $t_e = 287^\circ \text{C}$.

Окончательно принимаем $t_e = 287^\circ \text{C}$; $V_z = 26,2 \text{ м/с}$.

Перепад температуры теплоносителя:

$$\Delta t_e = \frac{3600 \cdot Q_{mz}}{0,62 \cdot G \cdot c_z} = \frac{3600 \cdot 402400}{0,62 \cdot 15000 \cdot 1044} = 150^\circ \text{C.}$$

Минимальная температура теплоносителя в системе:

$$t_z^{\min} = t_e - \frac{\Delta t_e}{2} = 285 - \frac{150}{2} = 210^\circ \text{C,}$$

что больше минимально допустимой 200° С. потому уменьшаем расчетную температуру поверхности труб до 150° С. По графику на рис. 7 $\alpha_n = 10,9 \text{ Вт/м}^2 \text{°C}$

$$F_n = \frac{0,58 \cdot 402400}{9,7(150 - 6)} = 165,9 \text{ м}^2$$

$$f = \frac{165,9}{180} = 0,92 \text{ м}^2/\text{П.М.}$$

Принимаем 2-х трубный излучатель, диаметр труб 400 мм.

$$V_z = \frac{4650}{900 \cdot \pi \cdot 0,4^2 \cdot 0,7} = 14,7 \text{ м/с}$$

По номограмме $t_z = 282^\circ \text{C}$.

$$\rho_z = 0,636 \text{ кг/м}^3; V_z = 16,2 \text{ м/с.}$$

По номограмме $t_z = 275^\circ \text{C}$.

$$\rho_z = 0,644 \text{ кг/м}^3; V_z = 16,0 \text{ м/с.}$$

По номограмме $t_z = 277^\circ \text{C}$.

Окончательно принимаем $t_z = 276^\circ \text{C}; V_z = 16,0 \text{ м/с.}$

$$\Delta t_z = \frac{3500 \cdot 402400}{0,62 \cdot 15000 \cdot 1043} = 150^\circ C$$

$$t_z^{\min} = 276 - \frac{150}{2} = 201^\circ C \approx 200^\circ C$$

Пересчет G_{mp} не требуется.

Проводится аэродинамический расчет системы. Фактическое располагаемое давление вентилятора:

$$P_\phi = P \frac{293}{t_z^{\min} + 273} = 2000 \frac{293}{201 + 273} = 1236 \text{ Па.}$$

Общие потери давления в сети ориентировочно можно определить по формуле:

$$P = 1,5 R_z \Sigma L \quad (26)$$

где 1,5 – коэффициент, учитывающий потери давления на местные сопротивления;

R_z – потери давления на трение на расчетном участке сети с учетом температуры

Теплоносителя, Па/п.м.

$$R_z = \left(\frac{293}{t_z + 273} \right)^{0,75} \cdot R \quad (27)$$

где R – потери давления на трение на расчетном участке сети для стандартного воздуха, Па/п.м..

При $d_{mp} = 400$ мм и $V_e = 16,0$ м/с; $R = 6,0$ Па/п.м.

$$R_e = \left(\frac{293}{276 + 273} \right)^{0,75} \cdot 6,0 = 3,75 \text{ Па/п.м.}$$

$$P = 1,5 \cdot 3,75 \cdot 180 = 1012 \text{ Па} < 1236 \text{ Па}$$

Принятый типоразмер излучателя проходит по аэродинамическому расчету.

Максимальный часовой расход газа:

$$G_{gas}^{vac} = \frac{3,6 \cdot Q_{\Sigma}^{dejx}}{\eta_{me} \cdot Q_n^P} = \frac{3,6 \cdot 402400}{0,92 \cdot 33500} = 47 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Среднегодовой расход теплоты на отопление:

$$\begin{aligned} Q^{zod} &= 3,6 \cdot 10^{-6} \left[\frac{Q_{\Sigma} (n - a)m(t_e - t_{n, cp})}{t_e - t_n} + \frac{Q_{\Sigma}^{dejx} (5 - t_{n, cp})(24n - nm + am)}{5 - t_n} \right] = \\ &= 3,6 \cdot 10^{-6} \left[\frac{250300(213 - 61)16(16 + 3,6)}{16 + 26} + \frac{402400(5 + 3,6)(24 \cdot 213 - 213 \cdot 16 + 61 \cdot 16)}{5 + 26} \right] = \\ &= 1818 \text{ ГДж} \end{aligned}$$

Среднегодовой расход газа:

$$Q_{gas}^{zod} = \frac{Q^{zod}}{\eta_{mp} \cdot Q_h^P} \cdot 10^6 \cdot \frac{2100 \cdot 10^6}{0,92 \cdot 33500} = 53130 \text{ м}^3$$

Температура воздуха в рабочей зоне:

$$t_{p.z.} = t_e - \Delta t = 16 - 2,8 = 18,8^\circ \text{ C.}$$

Схема расположения системы лучистого отопления представлена на рис. 9.

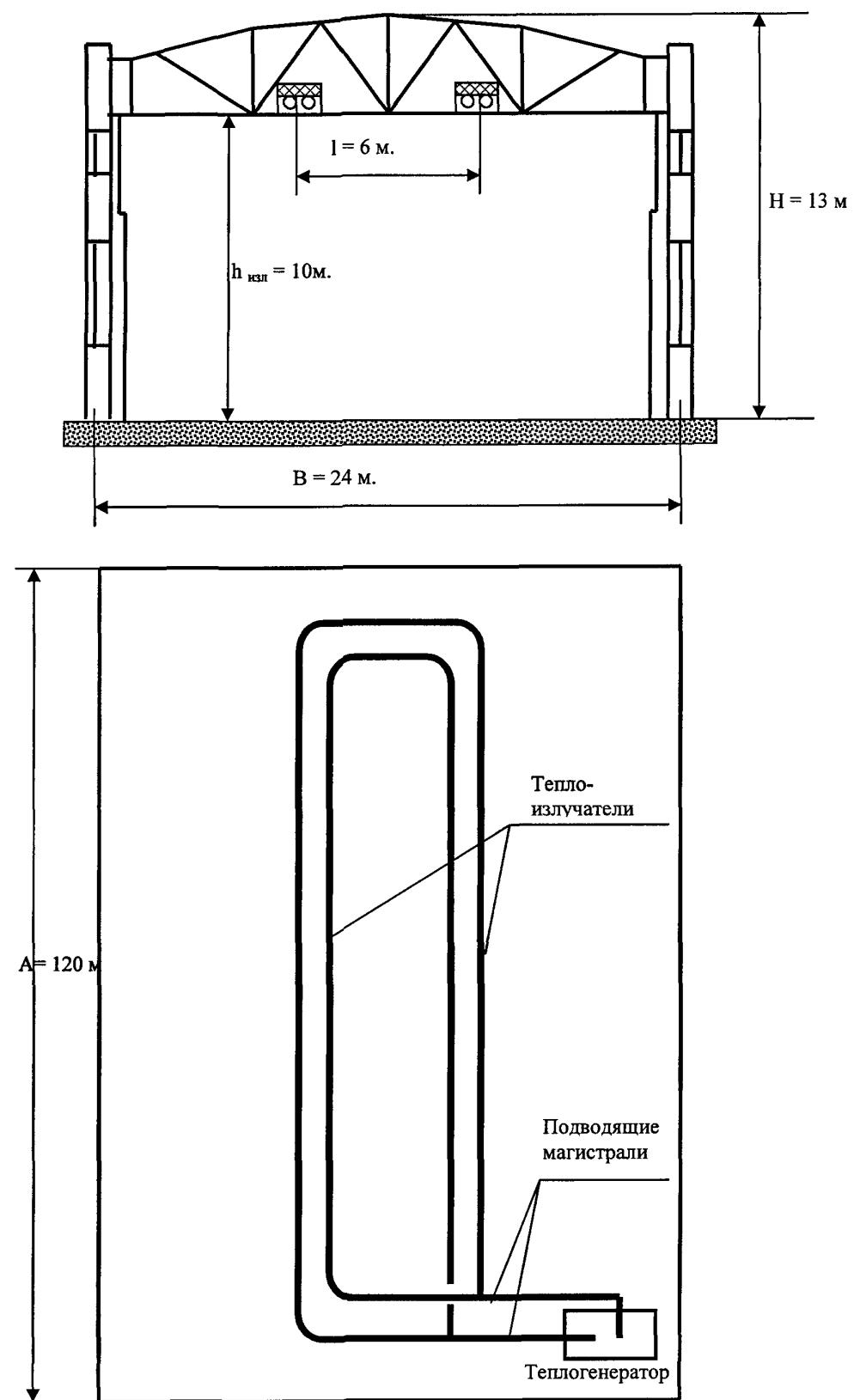


Рис. 9. Схема расположения теплоизлучателей (к примеру расчета)

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 12.1.005-76. Воздух рабочей зоны.
2. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
3. ГОСТ 30494-96. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата.
4. Подвесные теплоизлучающие панели. Выпуск 0 – Технические характеристики и данные для подбора. Выпуск 1-1 – Газовоздушные теплоизлучатели (рабочие чертежи). – М., ГПИ Сантехпроект, 1988.
5. СНиП 2.04.05-91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование.
6. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1992.