

**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. Бульчева О.П., к.т.н. Климовицкий М.С., к.т.н. Шилькрот Е.О.,  
инж. Алексеева И.Ю.

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

**СО 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<sub>изл</sub></i>	- высота подвески излучателей, м;
<i>d<sub>тр</sub></i>	- диаметр теплоизлучающих труб, м;
<i>F</i>	- площадь, м <sup>2</sup> ;
<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 <sup>2</sup> °С);
<i>α</i>	- коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> °С);
<i>Q</i>	- тепловая мощность, теплотери, тепловыделения, кВт, Вт;
<i>ρ</i>	- плотность, кг/м <sup>3</sup> ;
<i>K<sub>p</sub></i>	- кратность воздухообмена, 1/час;
<i>C</i>	- поправочный коэффициент для расчета теплотерь;

### 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>пт</i>	- потолок;
<i>год</i>	- годовой;	<i>ст</i>	- стены;
<i>и</i>	- инфильтрация;	<i>тр</i>	- трубы;
<i>изл</i>	- излучатели;	<i>ф</i>	- фонарь;
<i>л</i>	- лучистый	<i>час</i>	- часовой.

## В В Е Д Е Н И Е

Настоящие рекомендации предназначены для проектирования систем газозвдушного лучистого отопления с теплоизлучающими трубами (ГВЛЮ) 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 ГВЛЮ 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).

ГВЛЮ в большинстве случаев позволяет поддерживать требуемые условия микроклимата при пониженной в среднем на 2÷4 °С 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 ГВЛЮ, по сравнению с традиционными системами, может достигать 30÷40%, в том числе за счет сокращения теплопотерь здания и эффективного регулирования режимов работы системы.

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

Рекомендации позволяют рассчитать тепловую нагрузку на систему газозвдушно-го 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-теплого режима отапливаемого помещения.

В настоящих рекомендациях использованы простые формулы, графики и номограммы, полученные в результате обобщения данных численного моделирования воздушно-теплого 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 РЕШЕНИЕ 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:  $d_{\text{ТР}} = 250, 315, 400, 500, 600$  мм;
- число труб в излучателе:  $n_{\text{ТР}} = 2 \div 4$ ;
- 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;  $\lambda_{\text{ТИ}} = 0,045 \div 0,055$  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  $\delta$  (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 располагаемое 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:

$$l \leq 0,9(h_{изл} - 1) \quad (1)$$

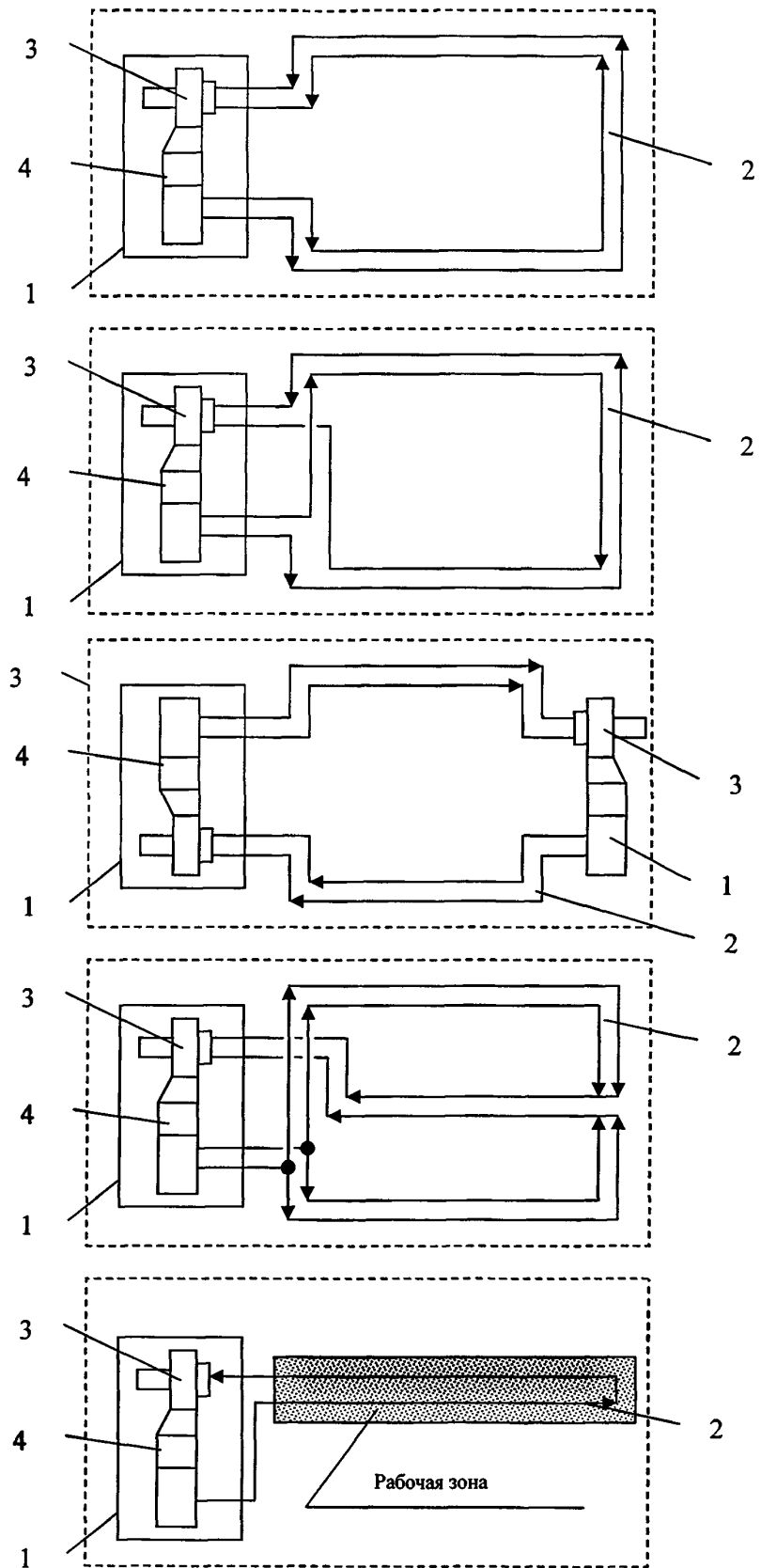


Рис. 1. Принципиальные схемы газозудной системы лучистого отопления  
 1- теплогенератор, 2 – теплоизлучатели, 3 – циркуляционный вентилятор, 4 – газогорелочный блок  
 Примечание: стрелками показано направление движения теплоносителя в трубах



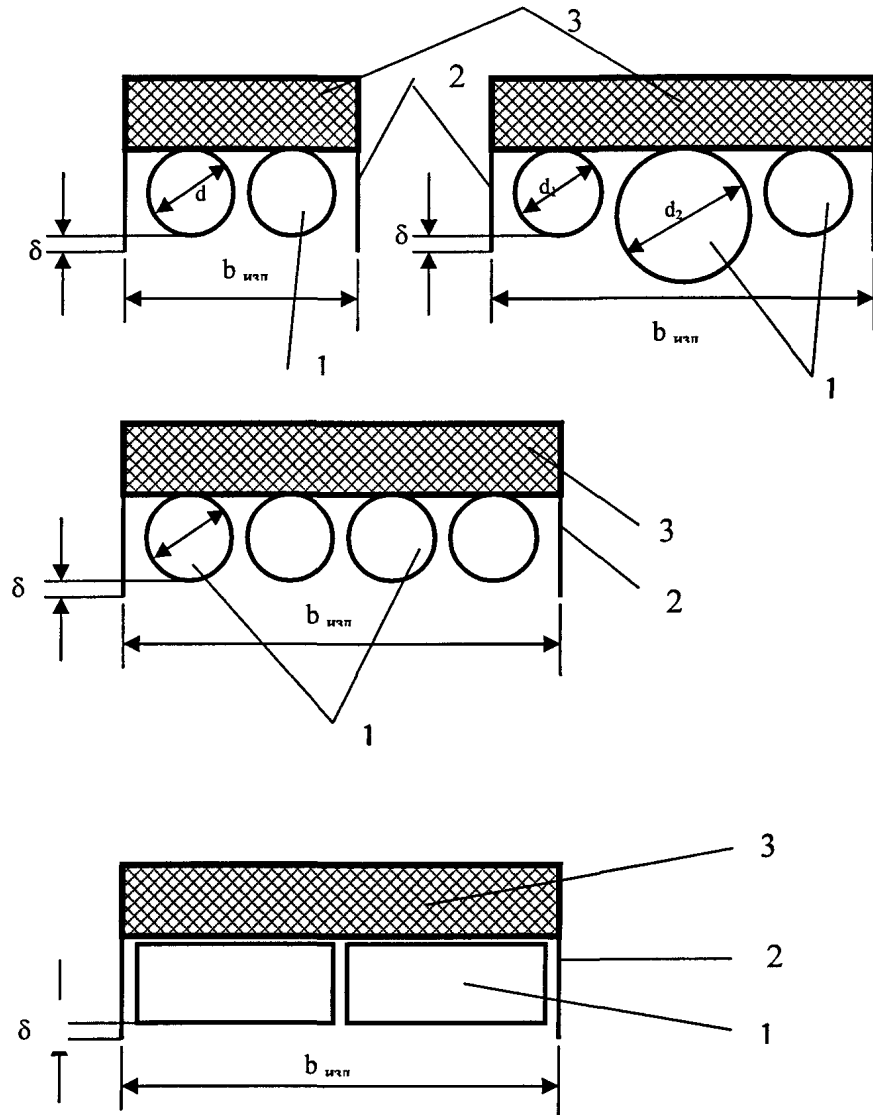


Рис. 2. Конструкции излучателей

1 – теплоизлучающие трубки; 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, $\text{м}^2$ 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 $d = 630$

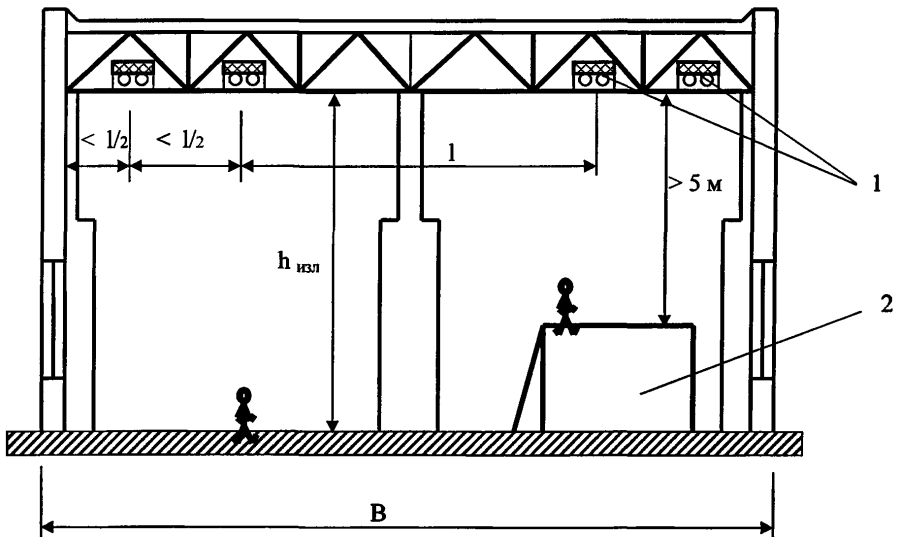


Рис. 3. Схема расположения излучателей в помещении

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 газоздушного лучистого отопления применяются теплогенераторы ТГЛ-0,5 мощностью 500 кВт, разработанные ВНПО «Союзпромгаз» по техническому заданию Главмосoblстроя 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



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

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

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

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

$$Q_{вент}^* = 0,28G_{вент}(t_{пр} - t_g) \quad (3)$$

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

$t_{пр}$  - 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 Р и М.

Показатель Р, 1/ч, определяется по формуле:

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

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 М определяется по формуле:

$$M = \frac{B}{H} \cdot \frac{K_{вз}}{K_{нз}} \quad (5)$$

где:  $K_{вз}, K_{нз}$  - средневзвешенные по площадям отдельных элементов наружных ограждений коэффициенты теплопередачи для зон помещения, расположенных соответственно выше и ниже уровня подвески излучателей, Вт/м<sup>2</sup>°С\*\*

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

\*\* При определении  $K_{нз}$  в число наружных ограждений не включается пол.

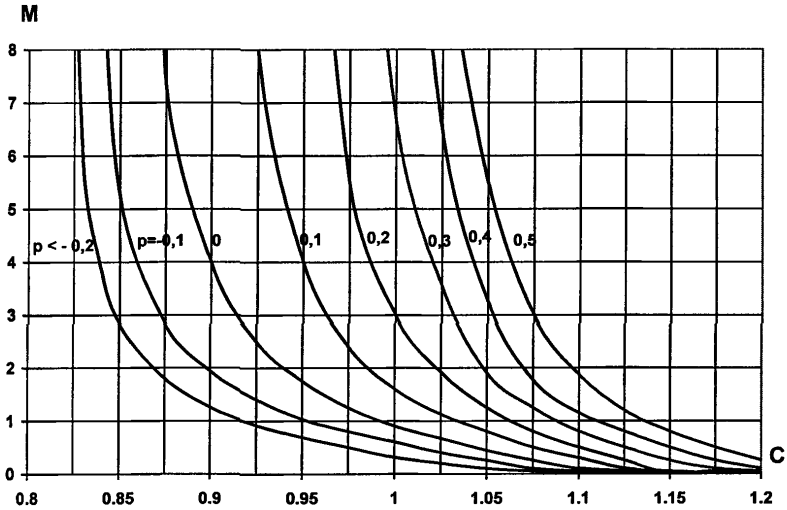


Рис. 4. Определение поправочного коэффициента для расчета теплотерьер  
 $M = (B/h) K_{вз}/K_{нз}$ ;  $P = K_p \cdot 3 Q_{вн} [A \times B \times H (t_n - t_u)]$

$$K_{вз} = \frac{K_{нт} F_{нт} + K_{ст.вз} F_{ст.вз} + K_{ф} F_{ф}}{F_{нт} + F_{ст.вз} + F_{ф}} \quad (6)$$

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

где  $K_{нт}$ ,  $K_{ф}$ ,  $K_{ок}$ ,  $K_{вор}$ ,  $K_{ст.вз}$ ,  $K_{ст.нз}$  – коэффициенты теплопередачи, соответственно конструкций потолка, зенитных фонарей, окон, ворот, стен верхней и нижней зон помещения, Вт/м<sup>2</sup>°С;

$F_{нт}$ ,  $F_{ф}$ ,  $F_{ок}$ ,  $F_{ст.вз}$ ,  $F_{ст.нз}$  – соответствующие площади ограждений, м<sup>2</sup>.

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

3.5. Определяется тепловая нагрузка на излучатели:

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

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий поступление тепла от подводящих магистралей.

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

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

$$Q_{\max} = \alpha_n (\tau_{\text{тр}}^{\text{дон}} - t_g) 0,25 \cdot A \cdot B \quad (9)$$

где  $\tau_{\text{тр}}^{\text{дон}}$  - 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);

$\alpha_n$  - коэффициент лучистой теплоотдачи системы,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  (определяется по левой ветви номограммы на рис. 7 при  $\tau_{\text{тр}}^{\text{дон}}$  .

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

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

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:

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

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

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

$$F_n = \frac{0,6 Q_{\text{изл}}}{\alpha_n (\tau_{\text{тр}} - t_g)} \quad (12)$$

где  $\tau_{\text{тр}}$  - средняя температура поверхности труб, определяемая по графику на рис. 6

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

$\alpha_n$  - определяется по графику на рис. 7 при  $\tau_{\text{тр}}$ .

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

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

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

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:

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

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  $t_r$  и скорости движения теплоносителя  $V_r$  проводится по номограмме на рис. 7, исходя из значения  $\alpha_n$  по п. 3.6 или 3.7, и следующей формуле:

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

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

$\rho_z$  - плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>, при

$$\rho_z = \frac{353}{t_z + 273} \quad (16)$$

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

При задании  $G_{тр}$  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  $V/h_{\text{изл}}$  при  $F_{\text{тр}} = 0,15 F_{\text{пл}}$

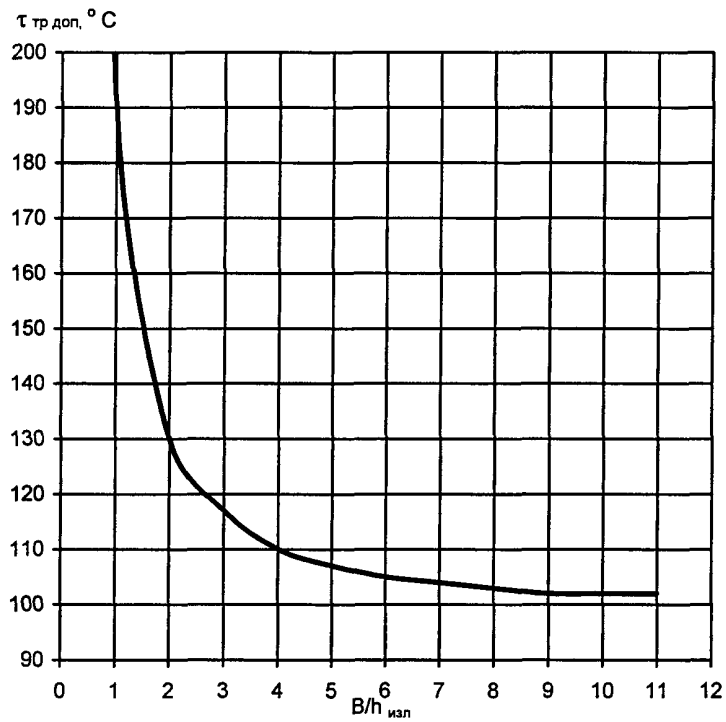


Рис. 6. Определение расчетной температуры поверхности труб

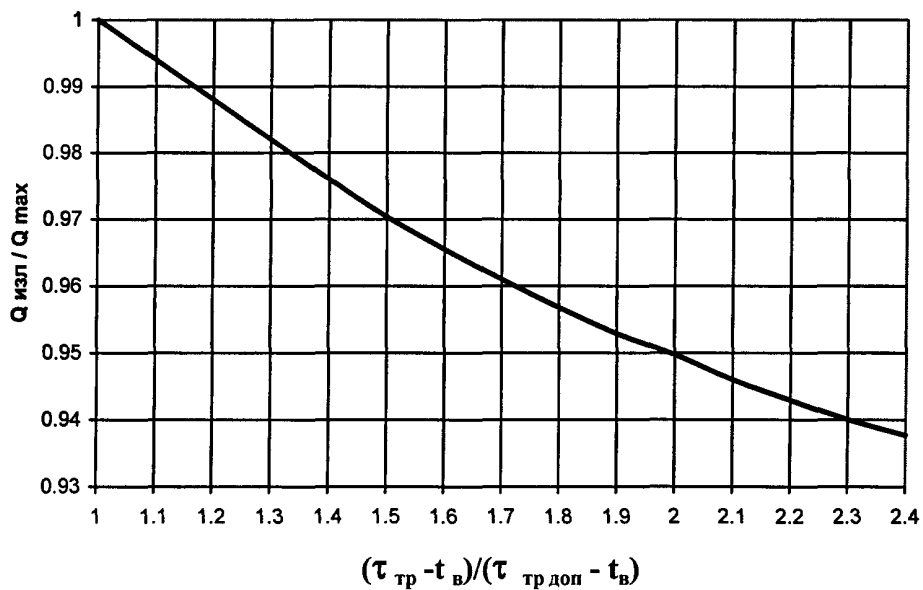


Рис. 5. Зависимость максимально допустимой температуры поверхности излучателей от  $B/h_{\text{изл}}$  при  $F_{\text{тр}} = 0,15 F_{\text{гк}}$

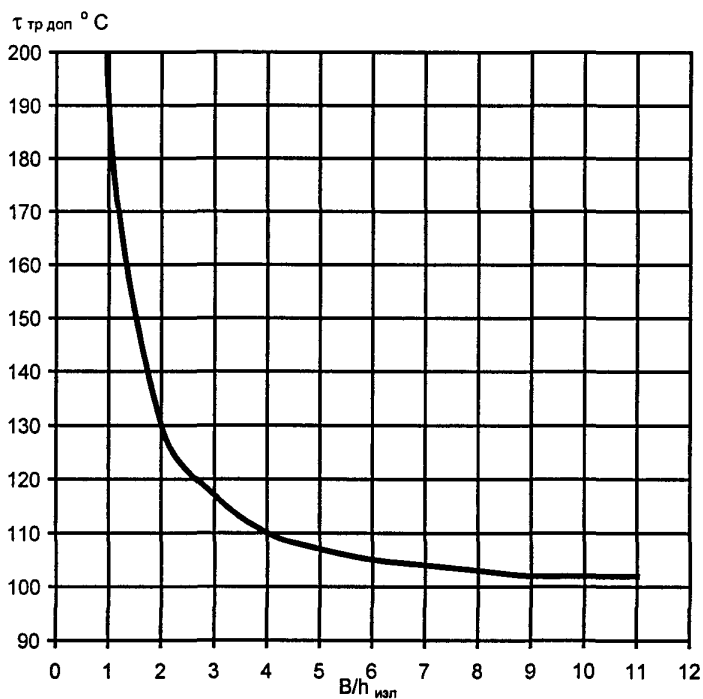
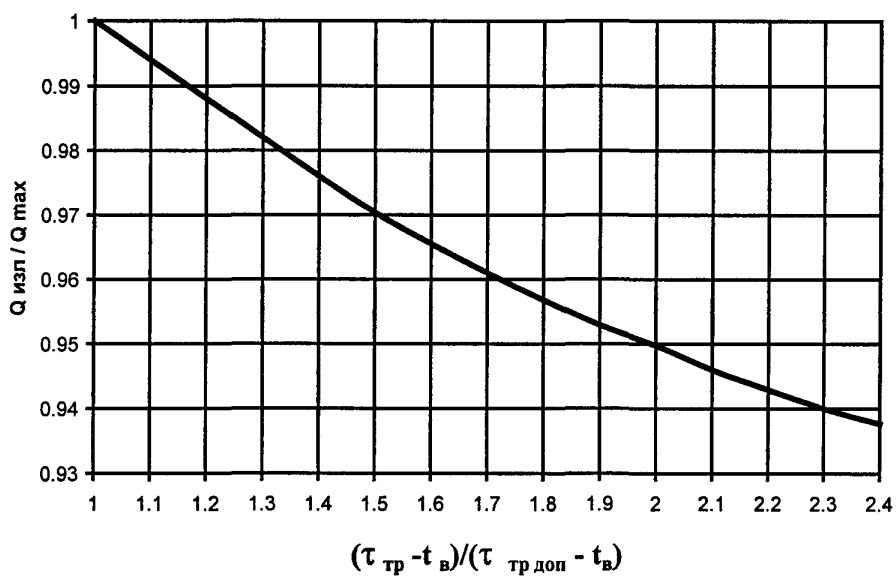


Рис. 6. Определение расчетной температуры поверхности труб



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

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

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:

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

Определяем среднюю температуру и скорость движения теплоносителя.

При  $t_z^{\text{min}} > 200^\circ \text{C}$  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  $G_{\text{mp}}$  по формуле:

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

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:

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

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:

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

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

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

$Q_n^P$  – удельная теплота сгорания газа, кДж/м<sup>3</sup>.

3.13. Среднегодовой расход теплоты на отопление:

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

где  $n$  – продолжительность отопительного периода, сутки;

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

$m$  – число часов работы в сутки;

$t_{\text{н.ср}}$  – средняя за отопительный период температура наружного воздуха, °С.

3.14. Среднегодовой расход газа:

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

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

$$t_{\text{р.з.}} = t_{\text{в}} + \Delta t \quad (25)$$

где  $\Delta t$  – определяется по графику на рис. 8 в зависимости от комплексного показателя  $P$ .

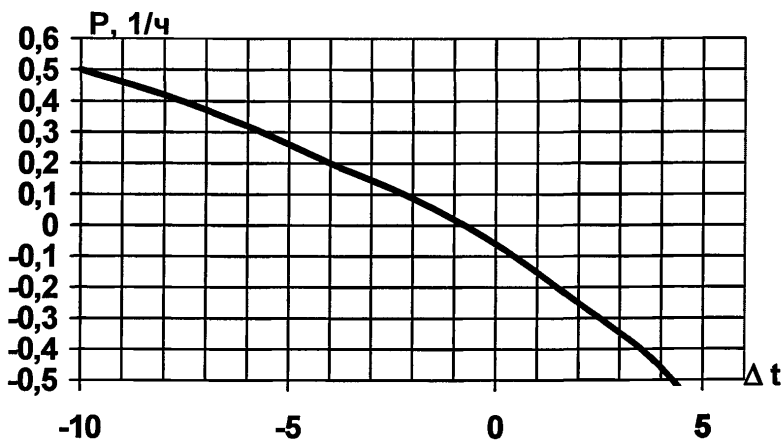


Рис. 8. Определение снижения температуры воздуха в рабочей зоне при работе системы лучистого отопления

#### 4. ПРИМЕР РАСЧЕТА

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

Определяем комплексные показатели  $P$  и  $M$ .

$$P = K_p - \frac{3Q_{\text{от}}}{A \cdot B \cdot H(t_g - t_n)} = 0,2 - \frac{3 \cdot 242000}{102 \cdot 24 \cdot 13 \cdot (16 + 26)} = -0,34 \text{ 1/ч;}$$

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

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

Тепловая нагрузка на систему лучистого отопления:

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

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

$$Q^{\text{дежс}} = (Q + Q_{\text{н}}) \cdot \frac{t_{\text{в}}^{\text{дежс}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} = 515250 \cdot \frac{5 + 26}{16 + 26} = 380300 \text{ Вт}$$

$$P = K_p = 0,2 \text{ 1/ч}$$

По графику на рис. 4  $c = 1,058$ .

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

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

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

Максимальная теплоотдача излучателей:

$$Q_{\text{max}} = \alpha_{\text{н}} (\tau_{\text{мп}}^{\text{дон}} - t_{\text{в}}) \cdot 0,25 \cdot A \cdot B = 8,5(124 - 16) \cdot 0,25 \cdot 102 \cdot 24 = 561820 \text{ Вт}$$

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

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

$$F_{\text{н}} = \frac{0,58 Q_{\Sigma}^{\text{дежс}}}{\alpha_{\text{н}} (\tau_{\text{мп}}^{\text{max}} - t_{\text{в}})} = \frac{0,58 \cdot 402400}{10,9(180 - 5)} = 122,4 \text{ м}^2$$

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

Требуемая поверхность теплоотдачи 1 п.м. излучателя:

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

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  $\alpha_n = 10,9 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$ ,  $t_z = 295^\circ \text{С}$ .

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

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

По номограмме  $t_z = 283^\circ \text{С}$ :

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

По номограмме  $t_z = 287^\circ \text{С}$ .

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

Перепад температуры теплоносителя:

$$\Delta t_z = \frac{3600 \cdot Q_{mc}}{0,62 \cdot G \cdot c_z} = \frac{3600 \cdot 402400}{0,62 \cdot 15000 \cdot 1044} = 150^\circ \text{С.}$$

Минимальная температура теплоносителя в системе:

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

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

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

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

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

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

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

Пересчет  $G_{mp}$  не требуется.

Проводится аэродинамический расчет системы. Фактическое располагаемое давление вентилятора:

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

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  $V_2 = 16,0$  м/с;  $R = 6,0$  Па/п.м.

$$R_2 = \left( \frac{293}{276 + 273} \right)^{0,75} \cdot 6,0 = 3,75 \text{ Па/п.м.}$$

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

Принятый типоразмер излучателя проходит по аэродинамическому расчету.

Максимальный часовой расход газа:

$$G_{\text{газ}}^{\text{час}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\Sigma}^{\text{деж}}}{\eta_{m2} \cdot Q_n^p} = \frac{3,6 \cdot 402400}{0,92 \cdot 33500} = 47 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Среднегодовой расход теплоты на отопление:

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

Среднегодовой расход газа:

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

Температура воздуха в рабочей зоне:

$$t_{p.z.} = t_{\theta} - \Delta t = 16 - 2,8 = 13,2^{\circ} \text{ С.}$$

Схема расположения системы лучистого отопления представлена на рис. 9.

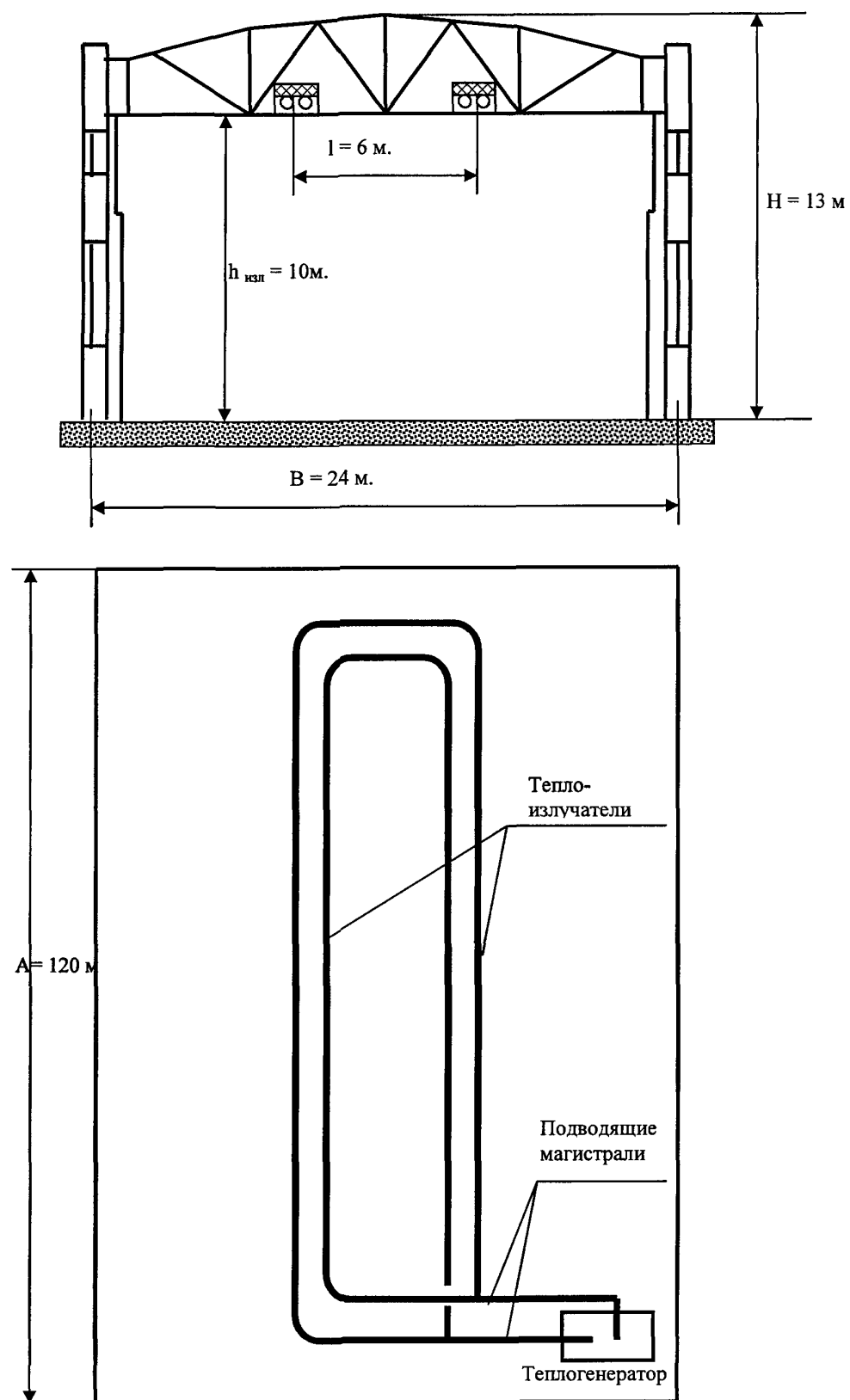


Рис. 9. Схема расположения теплоизлучателей (к примеру расчета)

## 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.