

Таблица 4.2 Давление водяных паров насыщенного воздуха (согласно ГОСТ Р 8.811–2012 (приложение И, формула И.1))

$t_w, ^\circ\text{C}$	$p_{D.W}, \text{Па}$	$t_w, ^\circ\text{C}$	$p_{D.W}, \text{Па}$	$t_w, ^\circ\text{C}$	$p_{D.W}, \text{Па}$	$t_w, ^\circ\text{C}$	$p_{D.W}, \text{Па}$
15	1704	20	2337	25	3167	30	4243
16	1817	21	2486	26	3361	31	4492
17	1937	22	2643	27	3565	32	4755
18	2063	23	2808	28	3779	33	5030
19	2196	24	2983	29	4005	34	5320

где $\beta_{b(u)}$ – интенсивность влаговыделений (скорость испарения) в рабочее (нерабочее) время, м/ч, определяют из таблицы 4.1;

R_D – газовая постоянная, Дж/(кг·К). Для водяного пара принимают $R_D = 461,52$ Дж/(кг·К);

T – среднее арифметическое температур воды t_w и воздуха t_r , К;

$p_{D.W}$ – давление водяных паров насыщенного воздуха при заданной температуре воздуха, Па, принимают по таблице 4.2;

$p_{D.L}$ – парциальное давление водяных паров при заданных температуре и относительной влажности воздуха в зале с ваннами бассейна, Па, определяют по формуле (1).

Таким образом,

$$\begin{aligned} M_{D.B.b.1} &= 37,2 \text{ кг/ч,} \\ M_{D.B.b.2} &= 3,3 \text{ кг/ч.} \end{aligned}$$

Суммарные влаговыделения с поверхности воды ($M_{D.B.b.1} + M_{D.B.b.2}$) составляют 40,5 кг/ч. Влагосодержание наружного воздуха составляет $x_{D.A} = 12,1$ г/кг при обозначенных выше параметрах (26 °С и 57 %), что превышает $x_{D.A} = 9$ г/кг, поэтому расчет для теплого периода производят при $x_{D.A} = 12,1$ г/кг. Влагосодержание внутреннего воздуха бассейна $x_{D.L} = 16,3$ г/кг при обозначенных выше параметрах (30 °С и 60 %). Массовый расход наружного воздуха, необходимый для ассимиляции влаги, выделяющейся в зале с ваннами

Таблица 4.3 Щелевой диффузор шириной 8 мм

Кол-во щелей	Расход воздуха, м³/(ч·м), в зависимости от скорости истечения струи и высоты остекления		
	$V = 2,4 \text{ м/с,}$ $H \leq 3 \text{ м}$	$V = 3 \text{ м/с,}$ $H \leq 4 \text{ м}$	$V = 4,2 \text{ м/с,}$ $H \leq 8 \text{ м}$
1	70	86	121
2	138	172	242
3	207	260	363
4	276	346	484
5	345	432	605

Примечание. V – скорость истечения струи, м/с;
 H – высота остекления, м.
Расход воздуха приведен на 1 м длины щелевого диффузора.

бассейна, определяют по формуле (3) с учетом отсутствия аттракционов:

$$M_{A.S} = \frac{M_{D.B.b.1} + M_{D.B.b.2}}{x_{D.L} - x_{D.A}} 10^3 = 9\,643 \text{ кг/ч.} \quad (3)$$

С учетом того что плотность воздуха в помещении при данных параметрах температуры и влажности составляет $\rho = 1,16$ кг/м³, объемный расход наружного воздуха согласно (4) составит

$$V_{A.S} = \frac{M_{A.S}}{\rho} = 8\,313 \text{ м³/ч.} \quad (4)$$

Рассмотренная система кондиционирования, вентиляции и осушения воздуха будет обеспечивать санитарные нормы и требуемый уровень влажности при расходе наружного воздуха 8313 м³/ч. Оптимальная схема распределения воздуха представлена на рисунке 4.1: подача воздуха вдоль всего остекления через щелевой диффузор. На один погонный метр диффузора будет приходиться 237 м³/ч воздуха. Следовательно, согласно таблице 4.3 для раздачи 8313 м³/ч воздуха вдоль 35 м остекления на 4 м высоты потребуется диффузор с тремя щелями шириной 8 мм.

5 РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИИ В ГОРЯЧЕМ ЦЕХЕ И ОБЕДЕННОМ ЗАЛЕ КАФЕ

Пример 5.1

Пример соответствует рекомендациям Р НП «АВОК» 7.9–2019 «Проектирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха помещений предприятий общественного питания».

Внимание! В примере использована внутренняя нумерация формул.

Исходные данные

Кафе на $n_1 = 20$ посадочных мест в городе Надыме. Горячий цех и обеденный зал объединены раздаточным проемом.

В примере рассматриваются прямоточные системы вентиляции для горячего цеха и обеденного зала.

Объем горячего цеха: $V_r = 90$ м³ при высоте 3,1 м.

Объем обеденного зала: $V_t = 331,2$ м³ при высоте 3 м.

Теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы в горячем цехе отсутствуют (окон нет): $Q_4 = 0$, в обеденном зале: $Q_4 = 4,27$ кВт (в соответствии с данными СП 50.13330 и СП 131.13330).

Установленная мощность электрического освещения в горячем цехе: $Q_3 = 0,71$ кВт.

Установленная мощность электрического освещения в обеденном зале: $Q_3 = 1,66$ кВт.

Численность обслуживающего персонала в горячем цехе: $n_2 = 3$ человека.

Воздух удаляется от оборудования приточно-вытяжными зонтами.

Коэффициент одновременности работы кухонного оборудования кафе: $K_o = 0,7$.

Перечень теплового электрического оборудования, установленного в горячем цехе, приведен в таблице 5.1.

Перечень теплового электрического оборудования, установленного в обеденном зале, приведен в таблице 5.2.

Параметры наружного воздуха принимаются по параметрам А в теплый период и по параметрам Б в холодный период (СП 131.13330):

теплый период: $t_n = 20$ °С, $l_n = 43,6$ кДж/кг;
холодный период: $t_n = -45$ °С, $\phi_n = 80$ %.

Требуется определить количество вытяжного и приточного воздуха в рабочей зоне горячего цеха и обеденного зала.

Расчет

Допустимые параметры воздуха в горячем цехе и обеденном зале приведены в таблице 5.3 (выборка из СанПиН 2.3.6.1079–01 «Санитарно-эпидемиологические требования к организациям общественного питания, изготовлению и оборотоспособности в них пищевых продуктов и продовольственного сырья»).

При расчете системы вентиляции горячего цеха в теплый период года по формуле (1) определяют тепловыделения от кухонного оборудования, поступающие в горячий цех (см. таблицу 5.1)

$$Q_1 = K_o [\sum Q_y K_3 (1 - K_{эф}^{общ}) + \sum Q_y^p K_3], \quad (1)$$

Таблица 5.1 Перечень теплового оборудования в горячем цехе

Оборудование	Кол-во, ед.	Установочная мощность кухонного оборудования Q_y , кВт	Коэффициент загрузки кухонного оборудования K_3	Объемный расход воздуха в местных отсосах на единицу оборудования, м³/ч	
				вытяжка	приток
Пароконвекционная печь	2	23	0,65	1700	400
Пароконвекционная печь	2	17,5	0,65	1500	400
Холодильный прилавок	2	0,34	0,3	–	–
Гриль	1	3,6	0,3	–	–
Станция напитков	1	1	0,3	–	–
Охладитель молока	1	0,5	0,3	–	–
Льдогенератор	1	1	0,3	–	–
Слайсер	1	0,25	0,3	–	–

Таблица 5.2 Перечень теплового оборудования в обеденном зале

Оборудование	Кол-во, ед.	Установочная мощность кухонного оборудования Q_y , кВт	Коэффициент загрузки кухонного оборудования K_3
Станция напитков	2	1	0,3
Охладитель молока	2	0,5	0,3
Микроволновая печь	1	2,4	0,3
Электрочайник	1	2,2	0,3
Льдогенератор	1	1	0,3
Кофемашина	1	3,5	0,3

где Q_y – установленная мощность кухонного оборудования, обслуживаемого местными отсосами, кВт;

Q_y^p – установленная мощность оборудования, не обслуживаемого местными отсосами, кВт;

K_3 – коэффициент загрузки кухонного оборудования;

K_o – коэффициент одновременности работы кухонного оборудования;

$K_{эф}^{общ}$ – общий коэффициент эффективности местного отсоса, принимают равным 0,7 при установке вытяжных зонтов.

Величины коэффициентов загрузки K_3 , значения установочных мощностей, а также габариты оборудования принимают по технологическому заданию.

$$Q_1 = 0,7 [(23 \cdot 2 \cdot 0,65 + 17,5 \cdot 2 \times 0,65) \cdot (1 - 0,7) + (0,34 \cdot 2 \cdot 0,3 + 3,6 \cdot 0,3 + 1 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0,3 + 1 \cdot 0,3 + 0,25 \cdot 0,3)] = 12,53 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от людей находят по формуле (2)

$$Q_2 = n_1 q_1 + n_2 q_2, \quad (2)$$

где n_1 – число посетителей в обеденном зале (принимают по количеству посадочных мест).

n_2 – численность обслуживающего персонала;

q_1 – полные тепловыделения от одного посетителя при легкой работе (принимают по таблице 5.4), кВт;

q_2 – полные тепловыделения от одного работающего при работе средней тяжести (принимают по таблице 5.4), кВт:

$$Q_2 = 3 \cdot 0,2 = 0,6 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от электрического освещения и теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы принимают согласно исходным данным: $Q_3 = 0,71$ кВт, $Q_4 = 0$ кВт. В уравнении (3) величину Q_3 заменяют на Q_4 , если последняя больше первой. Теплопоступления через наружные стены и покрытие Q_6 не учитывают. Общие тепловыделения в горячем цехе рассчитывают по формуле

$$Q_r = Q_1 + Q_2 + Q_3 \pm Q_6, \quad (3),$$

$$Q_r = 12,53 + 0,6 + 0,71 = 13,84 \text{ кВт.}$$

Количество воздуха, удаляемого из верхней зоны горячего цеха, определяют по формуле (4), принимают кратность воздухообмена $n = 2 \text{ ч}^{-1}$

$$L_b = n V_r, \quad (4)$$

где n – кратность воздухообмена;

V_r – объем горячего цеха, м^3 .

$$L_b = 2 \cdot 90 = 180 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Температуру воздуха, удаляемого местными отсосами, принимают равной 42°C . Температуру воздуха, удаляемого общеобменной вытяжкой из верхней зоны, принимают равной 30°C (п. 6.1.18 рекомендаций 7.9–2019). Массовый расход воздуха, удаляемого из горячего цеха, находят по формуле (5)

$$G_r = \sum_{i=1}^n (L_{oi} \rho_i) + L_b \rho_b, \quad (5)$$

где L_{oi} – объемный расход воздуха, удаляемого i -м местным отсосом или вентилируемым потолком, $\text{м}^3/\text{ч}$ (формулы (6) и (10) соответственно);

L_b – объемный расход вытяжного воздуха, удаляемого из верхней зоны горячего цеха системой общеобменной вентиляции, $\text{м}^3/\text{ч}$ (см. (4));

ρ_i – плотность воздуха, удаляемого i -м местным отсосом или вентилируемым потолком, $\text{кг}/\text{м}^3$, определяется по формуле (11)

$$\rho_i = 353 / (273 + 42) = 1,12 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

ρ_b – плотность воздуха, удаляемого общеобменной вентиляцией, $\text{кг}/\text{м}^3$, определяется по формуле (11)

$$\rho_b = 353 / (273 + 30) = 1,17 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

$$G_r = (1700 \cdot 2 + 1500 \cdot 2) 1,13 + 180 \cdot 1,17 = 7440 \text{ кг}/\text{ч.}$$

Объемный расход воздуха, удаляемого i -м местным отсосом L_{oi} , $\text{м}^3/\text{ч}$, определяют по формуле

$$L_{oi} = (L_{ki} + L_{ri}) a / K_{эф}, \quad (6)$$

где L_{ki} – объемный расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием, $\text{м}^3/\text{ч}$, определяют по формуле (7)

$$L_{ki} = k Q_k^{1/3} (z + 1,7D)^{5/3} r, \quad (7)$$

где k – экспериментальный коэффициент, который равен $180 \text{ м}^{4/3} \cdot \text{кВт}^{-1/3} \cdot \text{ч}^{-1}$;

Q_k – доля конвективных тепловыделений кухонного оборудования, кВт, определяют по формуле (9);

z – расстояние от поверхности кухонного оборудования до нижней кромки местного отсоса, м (рисунок 5.1);

Таблица 5.3 Расчетные параметры внутреннего воздуха горячего цеха и обеденного зала

Период, параметры		Помещение					
		обеденный зал			Горячий цех		
		$t_p^T, ^\circ\text{C}$	$\phi_p^T, \%$	$v_p^T, \text{м}/\text{с}$	$t_p^r, ^\circ\text{C}$	$\phi_p^r, \%$	$v_p^r, \text{м}/\text{с}$
Теплый	допустимые	18–27	15–75	0,1–0,3	16–27	15–75	0,2–0,5
	оптимальные	20–22	40–60	0,2	19–21	40–60	0,2
Холодный	допустимые	17–23	15–75	0,1–0,3	15–22	15–75	0,2–0,4
	оптимальные	19–21	40–60	0,2	17–19	40–60	0,2

Таблица 5.4 Количество теплоты, выделяемое взрослыми мужчинами

Показатели	Количество теплоты, Вт, при температуре воздуха в помещении, °С*					
	10	15	20	25	30	35
<i>В состоянии покоя</i>						
Теплота:						
- явная	140	120	90	60	40	10
- полная	165	145	120	95	95	95
<i>При легкой работе</i>						
Теплота:						
- явная	150	120	100	65	40	5
- полная	180	160	150	145	145	145
<i>При работе средней тяжести</i>						
Теплота:						
- явная	165	135	105	70	40	5
- полная	215	210	205	200	200	200
<i>При тяжелой работе</i>						
Теплота:						
- явная	200	165	130	95	50	10
- полная	290	290	290	290	290	290

* Для женщин эти значения необходимо умножать на 0,85, для детей – на 0,75.

D – эквивалентный диаметр поверхности кухонного оборудования, м;
 R – поправка на положение источника теплоты по отношению к стене (таблица 5.5);

L_{ri} – объемный расход продуктов сгорания кухонного оборудования, м³/ч. Для оборудования, работающего на электроэнергии, $L_{ri} = 0$. Для оборудования, работающего на газе, рассчитывают по формуле

$$L_{ri} = 1,04 Q_y K_o, \quad (8)$$

где Q_y – установочная мощность кухонного оборудования, кВт (см. таблицу 5.1);

a – поправочный коэффициент, учитывающий подвижность воздуха в помещении горячего цеха, принимают в зависимости от системы воздухораспределения (таблица 5.6);

$K_{эф}$ – коэффициент эффективности местного отсоса (может быть принят 0,7 при отсутствии данных от производителя).

Для активированных местных отсосов (с поддувом приточного воздуха) коэффициент эффективности принимают по техническим данным предприятия-изготовителя – как правило, $K_{эф} > 0,8$.

Эквивалентный диаметр поверхности кухонного оборудования D , м, определяют по формуле

$$D = 2AB/(A + B), \quad (9)$$

где A – длина кухонного оборудования, м;
 B – ширина кухонного оборудования, м.

При наличии общего зонта над линией кухонного оборудования кухонные выделения и расход воздуха через зонт следует определять отдельно по каждой единице по формуле (6), затем их суммировать.

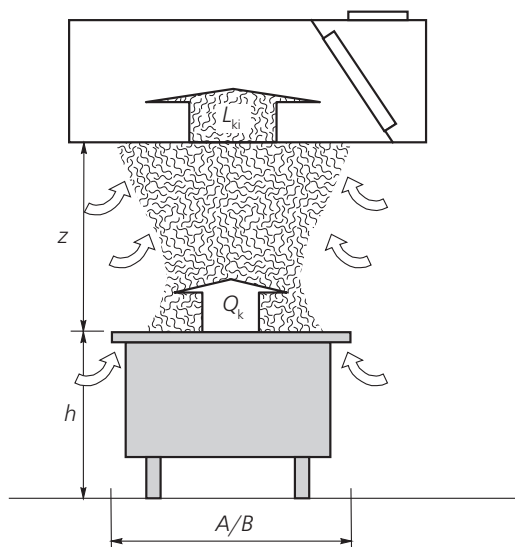


Рисунок 5.1. Конвективный поток над поверхностью кухонного оборудования:

L_{ki} – объемный расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием;
 h – высота кухонного оборудования, как правило, равная 0,85–0,9 м; A, B – длина и ширина кухонного оборудования соответственно, м; z – расстояние от поверхности кухонного оборудования до нижней кромки местного отсоса, м.

Таблица 5.5 Поправка на положение источника теплоты по отношению к стене

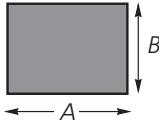
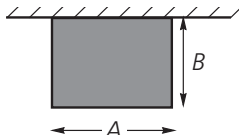
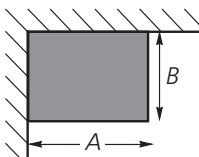
Положение кухонного оборудования		Коэффициент γ
Свободно стоящее		1
У стены		0,63 B/A, но не менее 0,63 и не более 1
В углу		0,4

Таблица 5.6 Значения поправочного коэффициента a при различных способах воздухораспределения

Способ воздухораспределения (подачи воздуха)	Коэффициент a
<i>Перемешивающая вентиляция, струйная подача воздуха:</i>	
через приточные решетки на стенах	1,25
через плафонные воздухораспределители на потолке	1,2
<i>Вытесняющая вентиляция</i>	
Подача воздуха через низкоскоростные перфорированные панели*:	
- на потолке	1,1
- в рабочей зоне помещения	1,05
*Скорость воздуха, отнесенная к общей площади перфорированной панели, не превышает 0,7 м/с. Конструкция воздухораспределителя должна обеспечивать равномерную раздачу воздуха по всей поверхности перфорированной панели.	

Объемный расход воздуха, удаляемого вентилируемым потолком, L_o , м³/ч, рассчитывают по формуле

$$L_o = (\sum_{i=1}^n (L_{ki} + L_{ri}))a, \quad (10)$$

где L_{ki} – объемный расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием, м³/ч, определяют по формуле (7);

L_{ri} – объемный расход продуктов сгорания кухонного оборудования, м³/ч, определяют по формуле (8);

a – поправочный коэффициент, учитывающий подвижность воздуха в помещении горячего цеха (таблицу 5.6).

Массовый расход воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем, принимают равным 20 % от общего количества удаляемого воздуха G_y^r :

$$G_c = 0,2 G_y^r = 0,2 \cdot 7440 = 1490 \text{ кг/ч.}$$

Дополнительный массовый расход приточного воздуха, подаваемого системой вентиляции в горячий цех, определяют по формуле (5):

$$G_{\text{пор}} = 0,8 G_y^r = 0,8 \cdot 7440 = 5950 \text{ кг/ч.}$$

Плотность воздуха в рабочей зоне обеденного зала определяют по формуле

$$\rho_p^r = 353 / (273 + t_p^r), \quad (11)$$

где t_p^r – температура воздуха в рабочей зоне обеденного зала, °С.

$$\rho_p^r = 353 / (273 + 27) = 1,18 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход воздуха, поступающего через раздаточный проем в горячий цех из обеденного зала, определяют по формуле

$$L_c = G_c / \rho_p^r, \quad (12)$$

где G_c – массовый расход воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем из обеденного зала, кг/ч.

$$L_c = 1490 / 1,18 = 1260 \text{ м}^3/\text{ч.}$$