

Теория и пример оптимизации воздухообмена в системах промышленной вентиляции

Тенденция постепенного возрождения отечественной промышленности характеризуется обращением к проблемам промышленной вентиляции и совершенствования (оптимизации) технических решений. В связи с этим отмечается более подробное рассмотрение вопросов оптимизации воздухообмена. Это отражается и в новых проблемных статьях [1] и монографиях [2] ведущих специалистов данной отрасли.

Обычные материал- или ресурсосберегающие технические решения и технологии инженерных систем в конечном счете приводят либо к удорожанию системы, но сокращению энергозатрат, либо – к обратным явлениям. В таких задачах нужное решение находят, определяя срок окупаемости дополнительных капитальных затрат, годовой экономической эффект и другие характеристики и сравнивая их с допустимыми.

Предлагаемая в статье **оптимизация воздухообмена**, в отличие от многих – практически абсолютного большинства технических решений систем обеспечения микроклимата зданий, – позволяет экономически обоснованно при этом одновременно сокращать как капитальные, так и энергетические затраты при настоящих и будущих ценах

и тарифах. Этим описываемая задача в условиях повсеместного дефицита средств и ресурсов вызывает большой практический интерес у специалистов – инженеров, практиков, проектировщиков, заказчиков.

Эффект улавливания назван оптимальным сначала в статье [3], 1967 г., а затем в книге [4] в случае, когда расход воздуха, требуемый для разбавления вредных веществ при разности концентраций ПДК–с_н, равен расходу воздуха, удаляемому местным отсосом. Выполненный системный и математический анализ этой задачи [1, 2] однозначно указывает на ту необходимую информацию о процессах выделения вредностей, сопровождаемых работой местных отсосов, которую нужно в первую очередь собирать, анализировать и обобщать. Ближе всего к этой

проблеме подошли В. Н. Посохин в известной книге [4], рекомендациях [5] и статьях, О. Н. Бабынин и Б. Н. Кулешов [3], И. И. Полосин и др. [6], В. М. Гусев и др. [7], Н. В. Акинчев и В. П. Жигалов [8], Т. Н. Рогова [9] и др. В этих работах описаны многочисленные зависимости при улавливании теплоты и газов разными местными отсосами от технологического оборудования. В последнее время на основании опытных данных Т. Н. Рогова предложила регрессионную формулу для нахождения эффективности улавливания по теплоте и газам для бокового отсоса, в которой учтены основные факторы и параметры.

Уравнение газовоздушного баланса вентилируемого производственного помещения – согласно ему расход приточного (наружного) воздуха $L_{пр}$ с учетом коэффициента дибаланса $K_{длб}$ (превышение вытяжки над притоком) равен сумме расходов общеобменной вытяжки $L_{оо}$ и производительности отдельного или группы местных отсосов $L_{мо}$, удаляющих одно и то же вредное вещество (при соблюдении саннормы подачи наружного воздуха), а концентрация вредного вещества в подаваемом наружном воздухе $c_n \ll \text{ПДК}$:

$$K_{длб} L_{пр} - L_{мо} - L_{оо} = 0 \quad (1)$$

Эффективность улавливания (коэффициент улавливания) вредности местным отсосом $\eta_{мо} < 1$ неоднозначна в своем определении и для источника теплоты может относиться к его конвективной, лучистой составляющей или их сумме. Наряду с этим существует понятие коэффициента эффективности местного отсоса, представляющего собой отношение концентраций вредностей в удаляемом местным отсосом воздухе и в рабочей зоне $K_{эф} = c_{ух}/\text{ПДК} > 1$; чем больше $K_{эф}$, тем удачнее конструкция отсоса. Авторы данной статьи предлагают это соотношение записывать в несколько ином виде, а именно: $K_{эф} = 1 - \text{ПДК}/c_{ух} < 1$, тогда она будет сравнима с величиной $\eta_{мо} < 1$.

При отсутствии достаточных и надежных опытных данных о форме связи эффективности местного отсоса со скоростью всасывания обратимся к теории турбулентной диффузии [10]. Согласно ей относительная концентрация вредного вещества c_x/c_0 по мере удаления x от источника при плоскопараллельном сносящем потоке со скоростью v изменяется по экспоненциальной зависимости:

$$c_x/c_0 = \exp(-vx/A) \quad (2)$$

где: A – коэффициент турбулентной

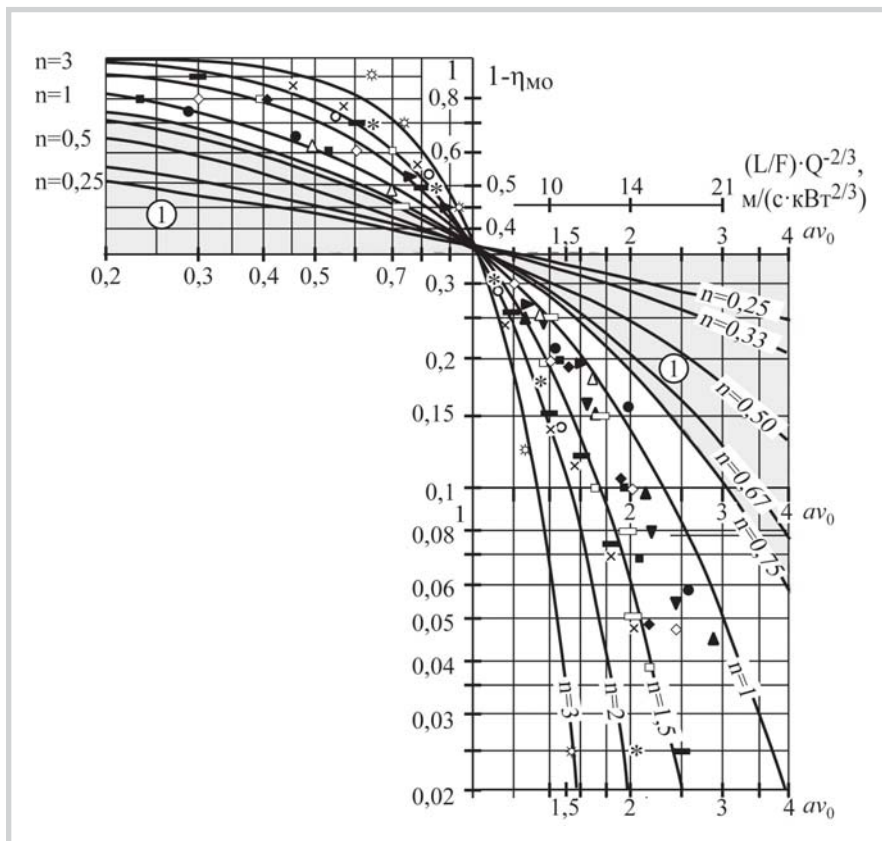


Рис. 1

диффузии, m^2/c , определяемый по формуле $A = 0,25 \epsilon^{1/3} l^{4/3}$, где ϵ – диссипированная энергия, внесенная в помещение приточными струями, m^2/c^3 , l – определяющий размер входного сечения местного отсоса, m .

Выбор теоретической зависимости эффективности местного отсоса основан на аналогии с зависимостью (2) для турбулентной диффузии в предположении, что эта эффективность никогда, строго говоря, не достигнет единицы, хотя может сколь угодно близко приближаться к этому числу. Для этого случая введем общую экспоненциальную зависимость:

$$\eta_{mo} = 1 - \exp[-(a v_0)^n] \quad (3)$$

где: a , c/m и n – множитель и показатель степени, согласующие экспериментальные данные испытания местного отсоса с гипотетической экспоненциальной зависимостью от скорости v_0 и обеспечивающие выражение в круглых скобках безразмерным.

Сводный график теоретически-экспериментальных зависимостей эффективности улавливания η_{mo} разных местных отсосов от скорости всасывания по экспоненциальной формуле (3) и опытные точки показаны для семейства значений a и n на рис. 1. Все кривые имеют одинаковое значение, когда $a v_0 = 1$, в этом случае $1 - \eta_{mo} \approx 0,37$.

На рис. 1 представлен сводный график теоретически-экспериментальных зависимостей эффективности улавливания η_{mo} разных местных отсосов от скорости всасывания для семейства значений $a \cdot v_0$ и n и результаты анализа и обобщения опытов по величине ЭЭС: * – данные О. Н. Бабынина и Б. Н. Кулешова для укрытия ($n = 2$; ЭЭС = $1825 m^3/ч$); ☼ – данные О. Н. Бабынина и Б. Н. Кулешова для бокового отсоса ($n = 3$; ЭЭС = $5500 m^3/ч$); ● – данные И. И. Полосина и др. для бортовых местных отсосов новых конструкций от промышленных гальванических ванн ($n = 1,1$; ЭЭС = $7 m^3/(ч \cdot m^2 \cdot кВт^{2/3})$); ■ – данные И. И. Полосина и др. для четырехстороннего бортового отсоса от промышленных гальванических ванн ($n = 1,05$; ЭЭС = $210 m^3/(ч \cdot m^2)$); ■ – данные Н. В. Акинчева и В. П. Жигалова для отсосов от ванн электролитического рафинирования металлов ($n = 1,25$; ЭЭС = $6,3 m^3/(ч \cdot m^2 \cdot кВт^{2/3})$); ▲ – данные В. М. Гусева и др. для алюминиевого электролизера в межоперационный период, $I = 130 кА$ ($n = 1,1$; ЭЭС = $9000 m^3/ч$); данные В. М. Гусева и др. для алюминиевого электролизера в межоперационный период, $I = 500 кА$ ($n = 1,25$; ЭЭС = $43 000 m^3/ч$); ◆ – данные В. Н. Посохина для алюминиевого электролизера в межоперационный период, $I = 130 кА$ ($n = 1,6$; ЭЭС = $3400 m^3/ч$); x – данные В. Н. Посохина для алюминиевого электролизера в межоперационный период, $I = 260 кА$ ($n = 2$; ЭЭС = $5800 m^3/ч$); □ – данные В. Н. Посохина для линейного диффузион-

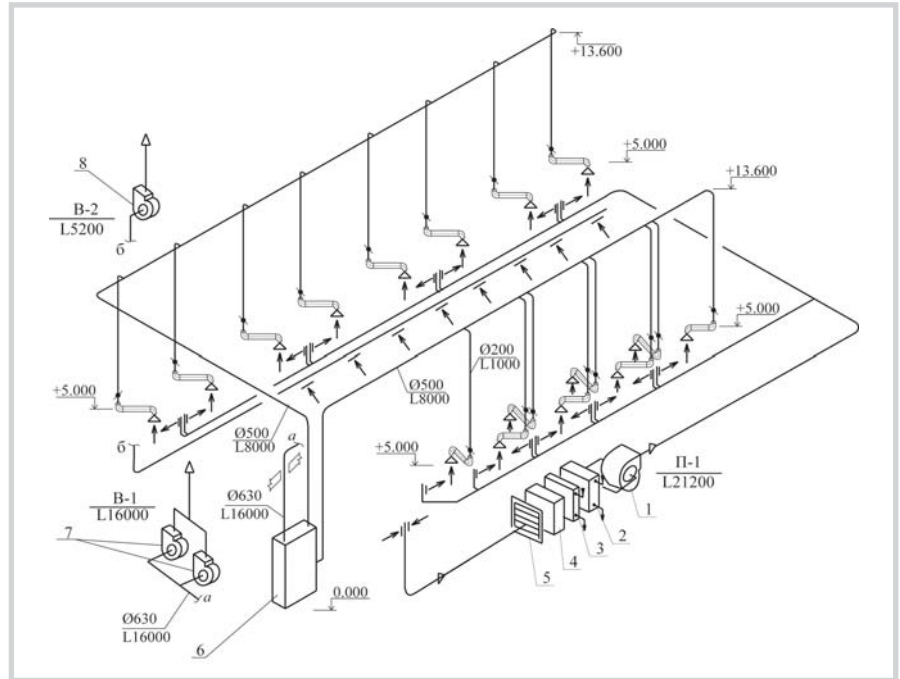


Рис. 2а

ного источника и соосно расположенного щелевого отсоса ($n = 1,5$; ЭЭС = $1,5$); F♦ – данные В. Н. Посохина для квадратных диффузионного источника и щелевого отсоса ($n = 1,3$; ЭЭС = $0,8$); Tx – данные Т. Н. Роговой для бокового отсоса для $\eta_{mo} = f(L_{mo})$ ($n \approx 1,25$; ЭЭС = $170 m^3/ч$); ► – данные Т. Н. Роговой для бокового отсоса для $\eta_{mo} = f(Q_k^{2/3})$ ($n \approx 1,25$; ЭЭС = $0,02 Вт^{2/3}$); ○ – данные А. А. Боровицкого для бокового местного отсоса у нагретого теплоисточника ($n = 2$; ЭЭС = $200 m^3/(ч \cdot m^2)$); 1 – область, где исследования при соответствующих значениях параметров не обнаружены.

Эквивалентно-эффективная скорость (ЭЭС, англ.: equivalent-effective velocity – EEV) всасывания $a v_{0,эв}$ – это новый предлагаемый нами термин, параметр аддитивности, дающий возможность сравнивать эффективность разных типов, конструкций и особенностей работы местных отсосов по этой скорости. Выделения вредности могут зависеть от разных факторов, но все они при известном навыке, как это показано на рис.1, могут быть представлены соответствующей ЭЭС. Для вытяжного зонта она зависит от высоты расположения и соотношения габаритных размеров теплоисточника и зонта, конвективной мощности источника теплоты, соотношения расходов приточного и удаляемого воздуха, от скорости сносящего потока воздуха в помещении. Подобные экспериментальные данные, полученные, например, для вытяжного зонта, являются основой для совершенствования их конструкции.

Обобщение ЭЭС для характерных типов местных отсосов предполагает связать его конструктивные и расходные параметры с этой скоростью. Например, для бортовых отсосов от гальванических ванн согласно источникам [6] учитывают комплексный параметр

$(L/F_0) Q^{2/3}$, где выражение в скобках есть расход удаляемого отсосом воздуха, отнесенный к зеркалу ванны, а Q – мощность теплового потока над ванной. После специальной обработки для данных ванн оказалось, что $7 m^3/(с \cdot кВт^{2/3})$ соответствует ЭЭС, равная 1 (см. дополнительную шкалу на рис. 1). Подобные зависимости при наличии соответствующих опытных данных могут быть со временем получены и систематизированы для других типов местных отсосов.

Определение оптимального воздухообмена. Из общих соображений, анализа формул (1) и (3) делаем вывод о том, что по мере увеличения эффективности улавливания вредности местным отсосом η_{mo} снижается производительность общеобменной вытяжки и одновременно с этим сложным образом возрастает скорость всасывания v_0 и расход воздуха, удаляемого местным отсосом L_{mo} . Чтобы найти оптимальное решение, соответствующее минимальному воздухообмену, представляем общее уравнение (1) с учетом (3) при условии, что $G_{впр}(1 - \eta_{mo})/ПДК = L_{mo}$ и $L_{до} = 0$ в виде зависимости:

$$G_{впр}(1 - \eta_{mo})/ПДК - f_0/a [-\ln(1 - \eta_{mo})]^{1/n} = 0 \quad (4)$$

После преобразования этого выражения получаем условие оптимального воздухообмена:

$$\frac{a \cdot G_{впр}}{f_0 \cdot ПДК} = \frac{\sqrt[n]{-\ln(1 - \eta_{mo})}}{1 - \eta_{mo}} \quad (5)$$

Комплекс $G_{впр}/(f_0 \cdot ПДК)$ имеет смысл скорости воздуха в проеме местного отсоса. Из формулы (5) следует, что для гипотетической зависимости (3) при заданной конструкции местного отсоса, его расчетного сечения f_0 оптимальная эффективность улавливания существу-

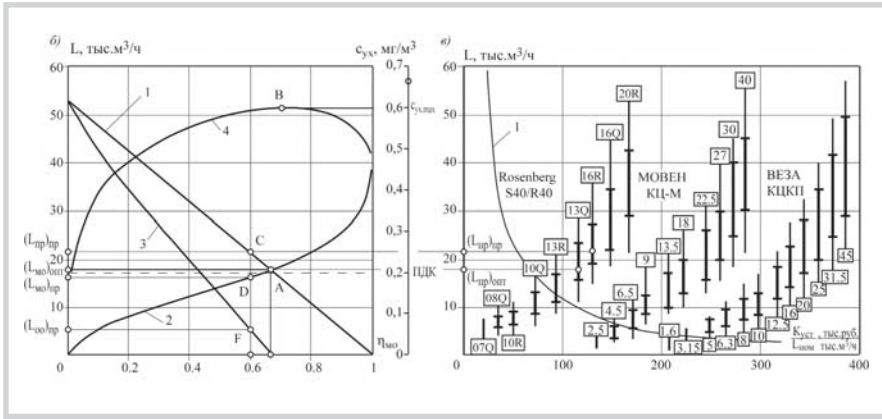


Рис. 2 б, в

ет и однозначно зависит от отношения массы выделяющейся вредности $G_{вр}$, мг/с, к ее ПДК, мг/м³, и к сечению всасывающего отверстия местного отсоса f_0 , м². По вычисленной оптимальной эффективности улавливания ($\eta_{мо}$)_{опт} и формуле (3) легко определить скорость всасывания местного отсоса v_0 , а далее по формуле (5) – оптимальную производительность системы промышленной вентиляции.

Поясним реальным примером из практики проектирования методику оптимизации воздухообмена в системе промышленной вентиляции.

На рис. 2 представлены основные зависимости для оптимизации воздухообмена при сварке в цехе изготовления крупногабаритных металлоконструкций и в условиях примера:

а – аксонометрическая схема приточной системы вентиляции П-1 цеха, центральной вытяжной системы от местных отсосов В-1 и общеобменной вытяжной системы В-2;

1 – приточная вентиляционная установка переменного расхода (вентилятор, двигатель, устройство управления производительностью); 2 – воздухоохладитель; 3 – воздушонагреватель; 4 – фильтр для очистки наружного воздуха; 5 – воздушный клапан; 6 – фильтр для очистки воздуха, удаляемого от местных отсосов; 7 – вытяжная вентиляционная установка переменного расхода от местных отсосов; 8 – вентиляционная установка общеобменной вытяжки;

б – график расходов наружного (приточного) воздуха, требуемого для разбавления вредности до уровня ПДК (1), местной вытяжки (2), общеобменной вытяжки (3) и концентрации $C_{ух,мо}$ в уходящем от местного отсоса воздухе (4) в зависимости от его эффективности улавливания $\eta_{мо}$;

в – типоразмерные ряды вентиляционного оборудования производителей: Rosenberg S40/R40, МОВЕН-КЦ-М, ВЕЗА КЦКП. Линия 1 – усредненная удельная стоимость вентиляционного оборудования приточной системы. Жирным выделены области оптимальной работы приточных установок.

Пример. В проекте цеха производства крупногабаритных металлоконструкций судостроительного предприятия в Санкт-Петербурге находятся 25 рабочих мест и 16 сварочных постов (рис. 2а) при коэффициенте одновременности работы каждого поста $k_{одн} = 0,4$. Последние оборудованы местными подъемно-поворотными устройствами типа КВУ с диаметром всасывающего отверстия $d_0 = 200$ мм, расходом вытяжного воздуха в проекте $L_{мо} = 1000$ м³/ч и эффективностью $\eta_{мо} = 0,6$ (при том, что производитель рекомендует расход 2000–3000 м³/ч, чему соответствует эффективность $\eta_{мо} = 0,96–0,99$). Сварка – полуавтоматическая в среде углекислого газа проволокой Св-08ХГСМЗДМ. Расчетный расход сварочной проволоки на пост $m_{пр} = 3$ кг/ч. Согласно рис. 1, для наклонного воздухоприемника при $1-\eta_{мо} = 0,4$ принимаем $n = 2$ и $av_0 = 0,96$.

Определить оптимальную эффективность улавливания, при которой расход приточного воздуха, необходимый для разбавления вредных веществ, будет равен расходу воздуха, удаляемому системами местных отсосов, концентрация $C_{ух,мо}$ при разной эффективности $\eta_{мо}$.

Удельные выделения вредностей на 1 кг электродов по справочной литературе [11] составляют: оксид железа $g_{уд} = 3,97$ г/кг, ПДК = 6 мг/м³, кл. опасности – 4; марганец в сварочных аэрозолях при его содержании до 20% $g_{уд} = 0,22$ г/кг; ПДК = 0,2 мг/м³; кл. опасности – 2; оксид азота $g_{уд} = 0,52$ г/кг, ПДК = 2 мг/м³, кл. опасности – 3; оксид углерода $g_{уд} = 11$ г/кг, ПДК = 20 мг/м³; оксид хрома $g_{уд} = 0,16$ г/кг, ПДК = 1 мг/м³, кл. опасности – 3; оксид никеля $g_{уд} = 0,05$ г/кг, ПДК = 0,05 мг/м³, кл. опасности – 1. Масса вредных выделений на одном сварочном посту $G_{вр1} = m_{пр} \cdot g_{уд}$. Предварительно находим для данного типа электрода **расчетную вредность – соединение марганца**, вещество, для которого расход удаляемого и наружного воздуха будет наибольшим и составит: $L_{н,мах} = (1000 G_{вр,1} / ПДК)_{мах} = 1000 \cdot 0,22 \cdot 3 / 0,2 = 3300$ м³/ч.

Масса вредного вещества, поступающего в цех от всех 16 сварочных постов $G_{вр} = 16 \cdot 3 \cdot 0,22 = 10,56$ г/ч, а воз-

духообмен в цехе при отсутствии местной вытяжки $L_{оо} = 10,56 \cdot 1000 / 0,2 = 52\,800$ м³/ч.

Найдем корректирующий коэффициент вытяжного устройства при $n = 2$ и $av_0 = 0,96$. Для этого определим скорость всасывания при проектном расходе $L_{мо} = 1000$ м³/ч в местном вытяжном устройстве: $v_0 = 1000 / (\pi/4 \cdot 0,2^2 \cdot 3600) = 8,85$ м/с. Следовательно $a = (av_0) / v_0 = 0,96 / 8,85 = 0,108$ с/м. Таким образом, эффективность улавливания вредности местным вытяжным устройством при данных условиях описывается как $\eta_{мо} = 1 - \exp[-(0,108 \cdot v_0)^2]$. По формуле (5) итерационным путем (подбором) находим, что оптимальная эффективность улавливания при $a = 0,108$ с/м, $f_0 = 0,0314$ м², ПДК = 0,2 мг/м³ и $G_{вр} = 0,183$ мг/с (η_0)_{опт} ≈ 0,67. Расход воздуха через местный отсос составляет $L_{мо1} = 9,7 \cdot 3600 \cdot 0,0314 = 1100$ м³/ч.

Представляет интерес, как меняется концентрация вредного вещества в уходящем воздухе от эффективности улавливания местного отсоса. Такая зависимость в виде линии 4 (точка В) показана на рис. 2б; оказалось, что эффективность улавливания при $C_{ух,мах} \approx 0,6$ мг/м³ приблизительно равна $\eta_{мо} \approx 0,7$. Вычисляем оптимальный воздухообмен: $(L_{мо})_{опт} = (L_{пр})_{опт} \approx 15\,800$ м³/ч, $(L_{оо})_{опт} \approx 0$ (рис. 2б). Данные проекта: $(L_{мо})_{пр} \approx 16\,000$ м³/ч (точка D), $(L_{оо})_{пр} \approx 5200$ м³/ч (точка F), $(L_{пр})_{пр} = 16\,000 + 5200 = 21\,200$ м³/ч (точка С). Проверим расход наружного воздуха на обеспечение требований санитарной нормы [12] для работающих: $L_{сан,н.} = 25 \cdot 60 = 1500 \ll 21\,200$ м³/ч. Таким образом, разница между расходами приточного (наружного) воздуха по проекту и оптимальным – 5400 м³/ч (25%).

При выборе технологической схемы системы вентиляции (рис. 2а) учтем, что использование теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем возможно, но при меньшей эффективности, а утилизаторов «воздух-воздух», согласно п. 11.5 в [12] – запрещено, так как в цехе выделяются вещества 1 и 2 кл. опасности. Рециркуляция запрещена по п. 7.4.4, а [12], так как максимальный расход наружного воздуха определяется массой выделяемых вредных веществ 2 кл. опасности. Технологическая схема приточной установки (рис. 2а) включает воздухозаборный клапан 5, фильтр 4, нагреватель 3, охладитель 2, вентиляторную установку 1. Вытяжная система от местных отсосов, согласно п. 7.2.4 [12] оборудована основным и резервным вентиляторами 7, т. к. выделяются вещества 1 и 2 кл. опасности, и фильтром 6.

Переменная работа местных отсосов требует синхронного управления производительностью приточного и вытяжного вентиляторов и приводит к дополнительному эффекту – снижению расчетного расхода воздуха. Последнее учитывается специальными вероятностными методами, описанными, например, в гл. 2 т. I книги А. Г. Сотникова [13]. Так, согласно примеру

2.6 на с. 87–88 оказывается, что для 10 попеременно работающих местных отсосов, коэффициенте спроса $k = 0,4$, приближенно-нормальном распределении времени потребления сварочного тока и доверительной вероятности $p = 0,95$ за счет неодновременности расчетная производительность системы может быть снижена на треть.

В результате вентустановка Airbox S-40-16 Rosenberg может быть заменена меньшей. Однако такое не всегда возможно, так как один типоразмер обеспечивает значительный диапазон расходов воздуха (рис. 2в).

А. Г. Сотников, д. т. н., проф.
(НП «АВОК – С-3»);
А. А. Боровицкий, аспирант
(ГОУ ВПО «Владимирский
государственный университет
им. А. Г. и Н. Г. Столетовых»)

Список литературы:

1. Сотников А. Г., Боровицкий А. А. Теоретический экспериментальное обоснование метода оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции. //Инж.-строй. журнал. СПб.: 2012. № 2.
2. Сотников А. Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха. (Полный комплекс требований, исходных данных и расчетной информации для СО, СПВ, СКВ, СГВС и СХС). 2012. СПб.: Т. I, 420 с. Т. II, 408 с.;).
3. Бабынин О. Н., Кулешов Б. Н. Выбор оптимального режима работы местных отсосов // Проектирование отопительно-вентиляционных систем. – М.: Сантехпроект, 1967, №3, С. 14–23.
4. Посохин В. Н. Расчет местных отсосов от тепло- и газовыделяющего оборудования. М.: Машиностроение, 1984. 160 с.
5. АЗ-877. Рекомендации по расчету отсосов от оборудования, выделяющего тепло и газы. /В. Н. Посохин, Л. Ф. Моор. М.: ГПИ Сантехпроект, 1983. 32 с.
6. Полосин И. И., Кузнецов С. Н., Портяников А. В. Исследование эффективности местных отсосов новых конструкций от промышленных гальванических ванн // Труды конференции МГСУ. М.: 2007. С. 153 – 157.
7. Гусев В. М., Попченков И. Н., Смирнов А. Ф. Результаты исследования на модели укрытый алюминиевых электролизеров с обожженными анодами. В кн. Исследования в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Темат. сб. науч. тр. Л.: ЛИСИ, 1976. №1(117). С. 25 – 30.
8. Жигалов В. П., Акинчев Н. В. Исследование центрального отсоса от ванн электролитического рафинирования металлов. В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС. М.: Профиздат, 1972. № 75. С. 14–18.
9. Рогова Т. Н. Уравнение регрессии в моделях оптимизации. // Мир транспорта. 2009. №2. С. 138–143.
10. Эльтерман В. М. Вентиляция химических производств. Изд. 1-е. М.: Стройиздат, 1967. 175 с.; изд. 2-е, доп. и перераб. М.: Химия, 1971. – 238 с.; изд. 3-е. М.: Химия, 1980.–288 с.
11. Квашнин И. М. Промышленные выбросы в атмосферу. Инженерные расчеты и инвентаризация. М.: АВОК-ПРЕСС, 2003. 392 с.
12. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Госстрой России, М, 2004. 54 с.
13. Сотников А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. /Теория, техника и проектирование на рубеже столетий. СПб.: АТ-Publishing. Т. I, 2005. –504 с. Т. II, ч. 1, 2006. – 420 с. Т. II, ч. 2, 2007. –512 с.




Партнер:



24 – 27 ОКТЯБРЯ 2012, г. СОЧИ

Павильоны у Морпорта

SOCHI BUILD

XII МЕЖДУНАРОДНЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ ФОРУМ

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ВЫСТАВКИ

-  АРХИТЕКТУРА. СТРОИТЕЛЬСТВО. БЛАГОУСТРОЙСТВО
-  СПОРТИВНЫЕ ОБЪЕКТЫ – ПРОЕКТИРОВАНИЕ, СТРОИТЕЛЬСТВО, ОСНАЩЕНИЕ
-  КЛИМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ. ТЕПЛО-, ГАЗО-, ВОДОСНАБЖЕНИЕ
-  ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
-  СТРОЙСПЕЦТЕХНИКА. ДОРОГА. ТОННЕЛЬ
-  ДИЗАЙН ИНТЕРЬЕРА, ЭКСТЕРЬЕРА. ДЕКОР
-  ЗАГОРОДНОЕ ДОМОСТРОЕНИЕ. ЛАНДШАФТНЫЙ ДИЗАЙН
-  ЭКОЛОГИЯ. БЕЗОПАСНОСТЬ

Официальный партнер: 

Генеральный информационный спонсор:  Главный информационный партнер: 

Специальный информационный партнер:  Региональный информационный партнер: 

Выставочная компания «Сочи-Экспо ТПП г. Сочи», Тел./факс: (862) 264-87-00, 264-23-33, 264-75-55, (495) 745-77-09, e-mail: m.lepikova@sochi-expo.ru; www.sochi-expo.ru



