

Необходимую мощность электронагревателей, отнесенную к 1 м^2 ограждений поверхности модели, можно определить по формуле

$$N = \frac{k_2''(t''_{\text{вп}} - t''_{\text{н}})k_1''(t''_{\text{огр}} - t''_{\text{вп}})}{1000},$$

где k_2'' — коэффициент теплопередачи наружной части стенки (см. рис. 1).

Для достижения требуемой степени черноты поверхности модели $\epsilon'' = \epsilon \epsilon''$ можно воспользоваться методом, предложенным в работе [7].

ЛИТЕРАТУРА

1. Шепелев И.А., Тарнопольский М.Д. Распространение турбулентных струй в ограниченном пространстве. — В кн.: Теплогазоснабжение и вентиляция. Киев, 1965, с. 75–81.
2. Тарнопольский М.Д. Распространение веерной струи в ограниченном пространстве. — ИФЖ, 1967, № 1, т. XII, с. 20–25.
3. Сычев А.Т. Расчет скоростных и температурных полей в помещении при подаче воздуха веерной полуограниченной струей. — В кн.: Новое в воздухораспределении. — М., 1983, с. 22–29.
4. Гиневский А.С. Теория турбулентных струй и следов. — М., 1969. — 400 с.
5. Рейнольдс А. Дж. Турбулентные течения в инженерных приложениях. — М., 1979. — 405 с.
6. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. — М., 1976. — 888 с.
7. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. — М.: Стройиздат, 1979. — 295 с.

УДК 697.34:628.387

И.С. ЖИДОВИЧ (БелНИИГрадостроительства),
О.А. МУХИН, канд. техн. наук (БПИ)

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖИЛОЙ ЗАСТРОЙКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОТЫ СТОЧНЫХ ВОД

Долгосрочный характер энергосберегающей политики повышает важность перспективных разработок, обеспечивающих замещение все более ограниченных жидких и газообразных видов топлива. К их числу следует отнести и исследования систем теплоснабжения жилой застройки с применением теплонасосных установок (ТНУ), преобразующих, в частности, теплоту сточных вод в теплоту требуемых для теплообеспечения параметров.

Выбор типа таких систем теплоснабжения определяется планировочной структурой городов, количественным и качественным развитием их канализационных и теплоснабжающих систем. Размещение ТНУ — главного элемента систем — предпочтительно в зонах расположения основных сооружений канализации с концентрированными объемами загрязненных сточных вод: канализационных насосных станций (КНС) жилой застройки, канализационных коллекторов и городских КНС. При использовании теплоты очищенных и доочищенных сточных вод выбор зоны для размещения ТНУ диктуется расположением районов теплопотребления относительно потребителей кондиционных сточных вод.

Важным фактором при формировании перспективных систем является тепловой потенциал сточных вод, зависящий в основном от их объема и температуры. При проведении исследований и проектировании определение объемов сточных вод, как расчетного и статистического параметра канализационных систем, не представляет сложности. Данные о величине и изменении температуры практически не определялись. Необходимые для разработки перспективных систем интервалы температурных параметров сточных вод могут быть установлены в результате теплотехнических расчетов и экспериментальных исследований потерь теплоты потока сточных вод в канализационной сети. В последующих расчетах среднегодовые температуры загрязненных сточных вод в канализационной сети и КНС жилой застройки приняты равными 298 К; в городских канализационных коллекторах и КНС — 293 К; для очищенных и доочищенных сточных вод — 288 К.

Проведенные исследования показывают, что в климатической зоне БССР изменения фактических среднесуточных значений температур относительно принятой выше среднегодовой расчетной сравнительно незначительны и составляют для загрязненных стоков 5–10 К, для очищенных и доочищенных 5–7 К. Исходя из условий обеспечения расчетных технологических режимов работы очистных сооружений, максимально допустимая температура охлаждения загрязненных стоков принята равной в головных КНС, перекачивающих сточные воды непосредственно на очистные сооружения, 281 К, в городских коллекторах и КНС — 283 К; в канализационной сети и КНС жилой застройки — 285 К. Максимальная температура охлаждения очищенных и доочищенных сточных вод обуславливается направлением их для последующего использования и может быть принята равной 278 К.

Обязательным этапом формирования возможных вариантов систем теплонасосного снабжения является предварительная экспресс-оценка их энергетической эффективности. Как известно, ее критерием для систем теплоснабжения является коэффициент полезного использования топлива (КПИ), равный произведению коэффициентов полезного действия всех элементов энергетической цепи обеспечения различных теплопотребляющих процессов. КПИ систем теплонасосного теплоснабжения зависит в основном от значения действительного коэффициента преобразования ТНУ — ϵ_d , характеризующего эффективность обратного кругового цикла ТНУ и определяющегося, как это следует из второго закона термодинамики, температурой испарения T_0 и температурой конденсации (T_K) рабочего агента. Для ориентировочных расчетов ТНУ со средними и крупными поршневыми компрессорами и турбокомпрессорами В.С. Мартыновским предложены формулы [2]:

$$\epsilon_d = [0,74 \cdot T_0 / (T_K - T_0) - 0,0032T_0 + (0,765T_0 / T_K) + 0,9] \cdot a ; \quad (1)$$

$$\epsilon_d = \eta_{эт} = T_K (T_K - T_0) \quad (2)$$

где a — коэффициент, зависящий от величины диаметра цилиндра поршневых компрессоров ТНУ; $\eta_{эт}$ — коэффициент, учитывающий потери теплонасосного цикла, потери в электродвигателе и потери от внешней необратимости при теплопередаче в ТНУ с турбокомпрессорами.

Анализ аналитических зависимостей (1) и (2) показывает, что чем больше разность $(T_K - T_0)$, тем меньше ϵ_D . Причем влияние T_0 на ϵ_D в 1,5–2 раза выше влияния T_K . Следовательно, для повышения энергетической эффективности ТНУ при одинаковых значениях T_K необходимо стремиться к максимально возможной T_0 , т.е. энергетически целесообразно использование теплоты сточных вод максимальной возможной температуры.

Расчетные значения температур сточных вод ($T_{св}$) и предельные температуры их охлаждения ($T_{охл}$) приведены выше. Температура теплоносителя (τ_1) рассматриваемых систем теплоснабжения определяется видом теплоиспользующего процесса и техническими возможностями ТНУ. В качестве расчетных температур теплоносителя приняты следующие: 368 К – в системах отопления с радиаторами; 328 и 313 К – в системах панельного и напольного отопления; 328 и 318 К* – в системах горячего водоснабжения.

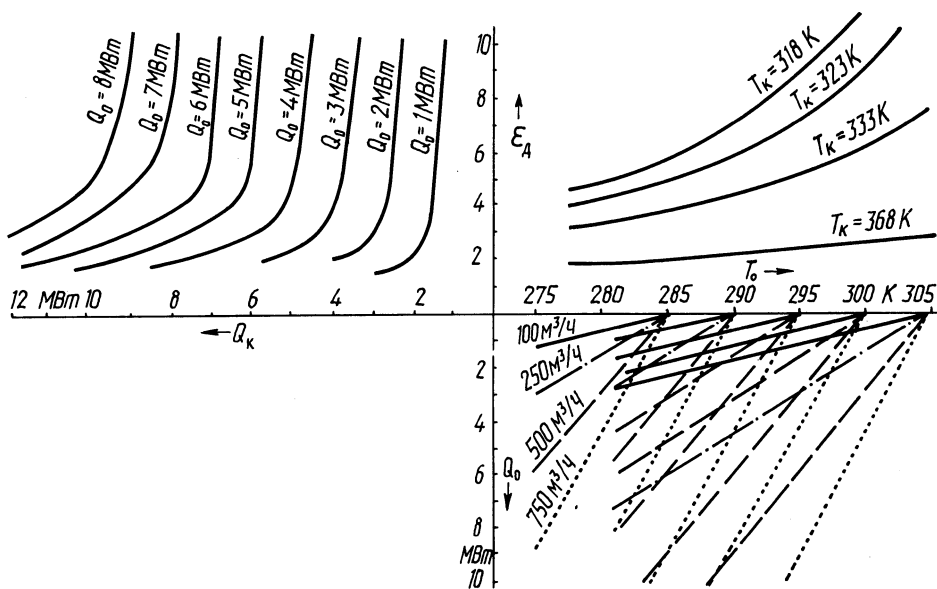


Рис. 1. Зависимость ϵ_D от температур испарения T_0 и конденсации T_K рабочего агента, теплового потенциала сточных вод Q_0 и присоединенных к ТНУ тепловых нагрузок Q_K .

Обобщая изложенное, на основании аналитических выражений (1) и (2), значений $T_{св}$ и τ_1 , объемов сточных вод ($V_{св}$) и тепловых нагрузок (Q_K) построены графики (рис. 1). Расчетные разности температур охлажденных в испарителе ТНУ сточных вод и температуры испарения рабочего агента, а также конденсации и теплоносителя приняты равными 3К [4].

* Допускается техническими нормами в ГДР, ФРГ и других странах.

При заданных T_k и Q_k температура испарения T_0 , а следовательно и ϵ_d , определяются не только температурой, но и объемом сточных вод, т.е. количеством "отбираемой" от сточных вод теплоты (Q_0). Это означает, что в условиях ограниченных объемов сточных вод должна быть решена задача определения сбалансированной T_0 , при которой обеспечивается покрытие присоединенных к ТНУ тепловых нагрузок с максимальным ϵ_d . На стадии предпроектных разработок рационально решение указанной задачи методом последовательных приближений.

Значения среднегодового действительного коэффициента преобразования теплонасосной установки ($\epsilon_d^{ср.год}$) легко определить с использованием данных рис. 1, зная соответствующие изменения теплового потенциала сточных вод и тепловых нагрузок:

$$\epsilon_d^{ср.год} = \frac{\sum_{ij} Q_{ij}}{\sum_{ij} (Q_{ij}/\epsilon_{ij})}$$

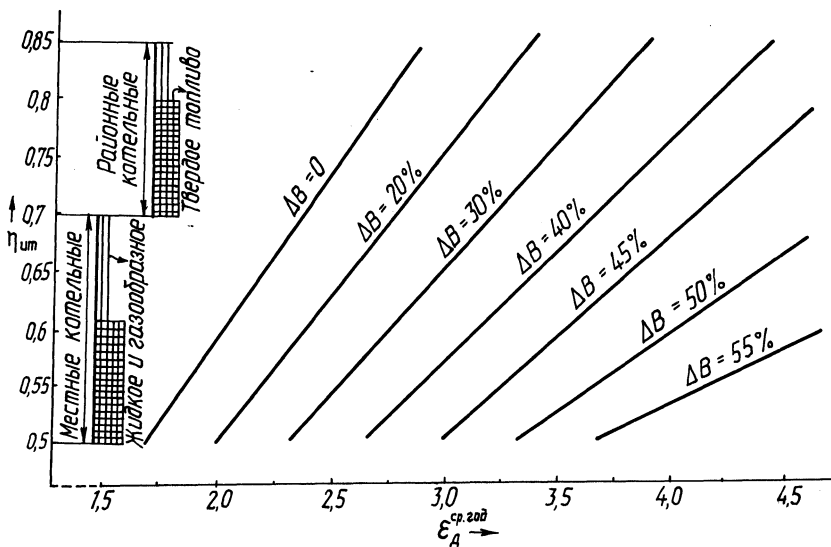


Рис. 2. Энергетическая эффективность теплонасосных систем теплоснабжения в сравнении с традиционными.

где Q_{ij} — количество теплоты для обеспечения i -го теплового процесса потребителей в j -й период года; ϵ_{ij} — действительный коэффициент преобразования теплонасосной установки, обеспечивающей i -й тепловой процесс в j -й период года.

На основании вышеизложенного, по приведенным на рис. 2 зависимостям, может быть выполнена экспресс-оценка энергетической эффективности теплонасосных систем с использованием теплоты сточных вод по отношению к тра-

традиционным. Экономия топлива при замещении традиционных систем теплоснабжения теплонасосными определена из соотношений: $\Delta B = [1 - (\epsilon_{\text{д}}^{\text{min}} / \epsilon_{\text{д}}^{\text{ср.год}})] \cdot 100\%$, $\epsilon_{\text{д}}^{\text{min}} = \text{КПИ}_{\text{тр}} / (\eta_{\text{и.э}} \eta_{\text{э.с}} \eta_{\text{т.с}})$, где $\eta_{\text{и.э}}$ – КПД источника электрической энергии; $\eta_{\text{э.с}}$ – КПД электрической сети; $\eta_{\text{т.с}}$ – КПД тепловой сети; $\text{КПИ}_{\text{тр}}$ – КПИ традиционных систем теплоснабжения.

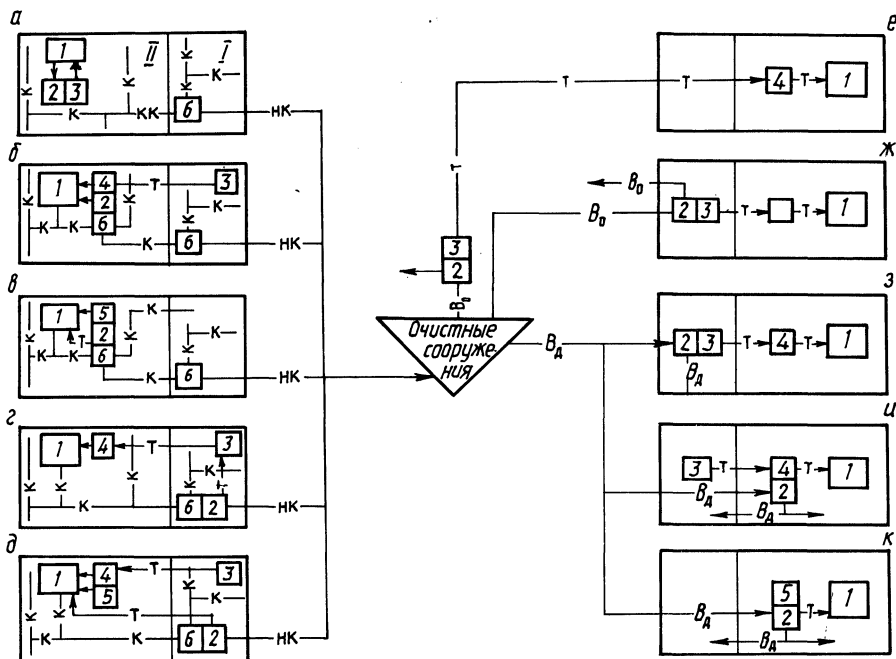


Рис. 3. Схема перспективных систем теплоснабжения жилой застройки с использованием теплоты загрязненных (а-д), очищенных (е-ж) и доочищенных (з-к) сточных вод: 1 – потребитель, 2 – ТНУ, 3 – котельная, 4 – ЦТП, 5 – ТП, 6 – КНС.

По результатам планировочного и оценочного энергетического анализа были сформированы схемы систем теплоснабжения с использованием теплоты сточных вод – загрязненных бытовых и городских, очищенных и доочищенных (рис. 3).

По схеме децентрализованного теплоснабжения от ТНУ (см. рис. 3,а) предусмотрено покрытие нагрузок горячего водоснабжения и базовой части отопительной нагрузки. Пиковые теплопотери – от котельной. Блок ТНУ – котельная размещается в техническом этаже здания или пристроенном и заглубленном в землю помещении.

ТНУ в схемах 3,б,и обеспечивает только нагрузки горячего водоснабжения и располагается в центрах теплоснабжения жилой застройки в тепловых блоках ТНУ – ЦТП – КНС (3,б) и ТНУ – ЦТП (3,и).

В схемах 3, в, к предусматривается покрытие от ТНУ нагрузок горячего водоснабжения и базовой части отопительных нагрузок. Догрев помещений до расчетных параметров в пиковые периоды осуществляется электроотопительными приборами. Блоки ТНУ—КНС—ТП (3,в) и ТНУ—ТП (3,к) располагаются в центрах теплопотребления.

В схеме 3,г ТНУ размещается в блоке с городской КНС и связана однотрубным трубопроводом с котельной. Параметры блока КНС—ТНУ — котельная рассчитываются на режим работы ТНУ с использованием внепиковой электрической энергии.

Схема 3,д отличается от схемы 3,г тем, что от ТНУ по однотрубному теплопроводу обеспечиваются нагрузки горячего водоснабжения. Частичный догрев воды — у потребителя при помощи электроводонагревателя.

По схемам 3,е—з ТНУ размещается в блоке с котельной непосредственно на очистных сооружениях (3,е) или в районах теплопотребления (3,ж,з). (На рис. 3: К — безнапорная канализационная сеть; НК — напорный коллектор загрязненных сточных вод; В₀ — водовод очищенных сточных вод; В_д — водовод доочищенных сточных вод; Т — тепловая сеть.).

Технико-экономическое сравнение разработанных перспективных систем теплонасосного теплоснабжения выполнено для условий климатической зоны БССР согласно типовой методике определения экономической эффективности капитальных вложений. На основании анализа технико-экономических показателей традиционных и разработанных теплонасосных систем определены возможные интервалы удельных капитальных вложений для систем теплоснабжения от котельных на угле: 50, 75 и 100 тыс. руб./МВт при $\eta_{\text{к}} = 0,55$; 30, 40 и 50 тыс. руб./МВт при $\eta_{\text{к}} = 0,75$. На природном газе: 30, 40, 50 и 75 тыс. руб./МВт при $\eta_{\text{к}} = 0,75$; 20, 30 и 40 тыс. руб./МВт при $\eta_{\text{к}} = 0,85$. Удельные капитальные вложения в теплонасосные системы 50, 75, 100 и 125 тыс. руб./МВт при $\epsilon_{\text{д}}^{\text{ср.год}} = 3,25$ (очищенные сточные воды) и $\epsilon_{\text{д}}^{\text{ср.год}} = 3,75$ (загрязненные сточные воды). В комбинированные системы ТНУ — котельные капитальные вложения составляют 50, 75 и 100 тыс. руб./МВт.

Замыкающие затраты на уголь и в летний период на природный газ 24 и 48 руб./т у.т., на природный газ в отопительный период — 29 и 58 руб./т у.т. На электрическую энергию эти затраты приняты в интервале 2,5—15 руб./МВт·ч и зависят от режима ее использования [1].

Отчисления на амортизацию и текущий ремонт, а также на зарплату эксплуатационного персонала определены согласно данным [3].

На рис. 4 приведены результаты технико-экономического сравнения разработанных теплонасосных систем (см. рис. 3) и традиционных систем теплоснабжения от котельных.

Из анализа зависимостей следует, что целесообразность применения теплонасосных систем определяется капитальными вложениями в них, режимами потребления электрической энергии, КПД котельных и замыкающими затратами на органическое топливо и электрическую энергию. Например, по сравнению с горячим водоснабжением от котельных на угле с $\eta_{\text{к}} = 0,55$ и замыкающими затратами на топливо 48 руб./т у.т., а также от котельных на природном газе с $\eta_{\text{к}} = 0,75$ и замыкающих затратах 48 руб./т у.т. (летний период) и

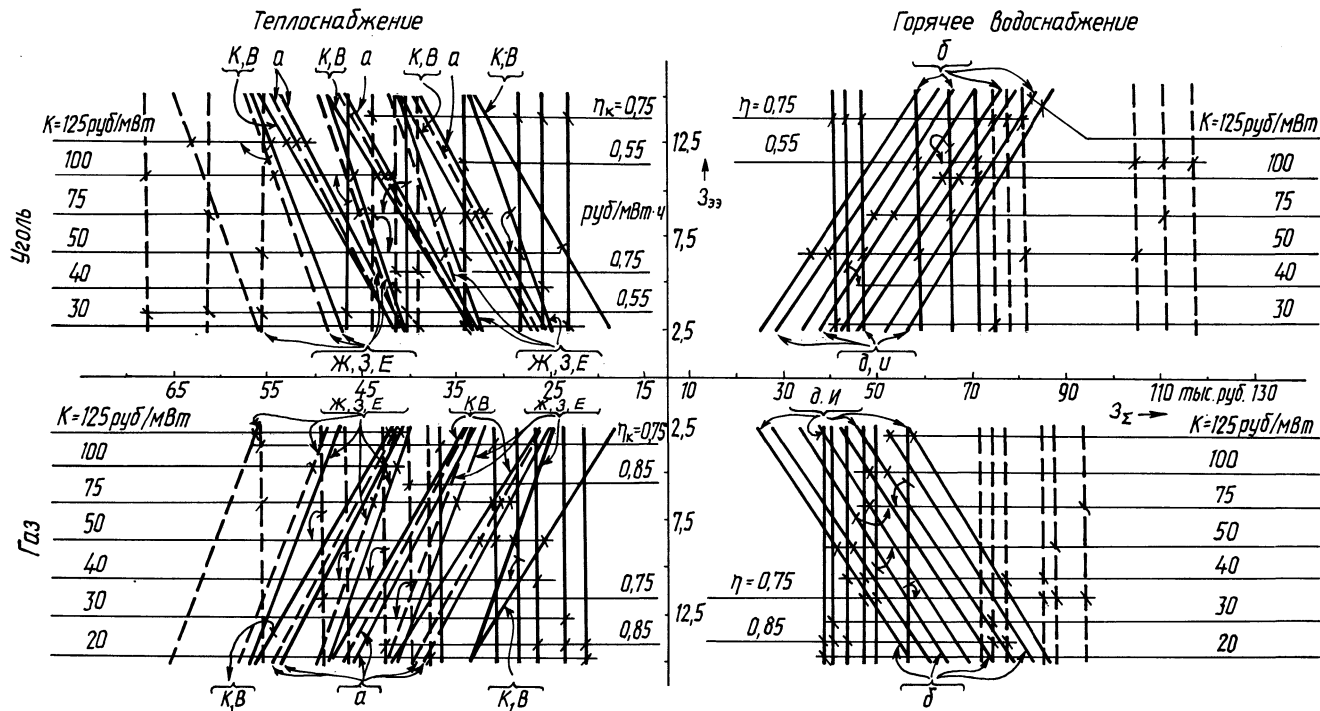


Рис. 4. Техничко-экономическое сравнение традиционных и теплонасосных систем:

— — при действующих значениях замыкающих затрат на топливо; - - при перспективных значениях; а-к — схемы систем, приведенных на рис. 3.

58 руб./т у.т. (отопительный период) применение теплонасосных систем целесообразно при любых режимах потребления электрической энергии. Экономично также теплонасосное теплоснабжение отдельных зданий и групп с достаточно большим объемом водоотведения по схеме 3,а. В целом построенные зависимости создают возможность достоверной экспресс-оценки энергоэкономической эффективности разработанных теплонасосных систем в сравнении с традиционными.

Результаты исследования рекомендованы Госстроем БССР к внедрению в экспериментальном проекте теплоснабжения жилой застройки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Макаров А.А., Вигдорчик А.Г. Топливо-энергетический комплекс. — М., 1979. — 280 с.
2. Мартыновский В.С. Тепловые насосы. — М.—Л., 1955. — 192 с.
3. Нормы амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР и положение о порядке планирования, начисления и использования амортизационных отчислений в народном хозяйстве. — М., 1974. — 144 с.
4. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. — М., 1981. — 320 с.

УДК 698.52

М.И. КУРПАН,
Э.В. СЕНЬКЕВИЧ,

Б.М. ХРУСТАЛЕВ, канд-ты техн.наук (БПИ)

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ДОПУСТИМОЙ ВЕЛИЧИНЫ ВЫБРОСОВ ОЧИЩЕННЫХ ГАЗОВ ИЗ СУШИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

На многих промышленных предприятиях широкое распространение получили установки, технологический процесс которых сопровождается выделением различных газовых вредностей, удаляемых в атмосферный воздух. Например, при сушке окрашенных изделий из пленки лакокрасочного покрытия выделяются пары органических растворителей, являющиеся вредными для здоровья человека. В определенной концентрации в воздухе они могут образовывать взрывоопасную смесь. Количество газовых выбросов из рабочего объема технологического сушильного оборудования L_2 , а следовательно и подсос атмосферного воздуха для поддержания безопасной концентрации вредностей, определяется по известному выражению $L = 2Gk/c_n$, где G — количество поступающих вредностей; c_n — нижний предел взрываемости газовых выбросов в смеси с воздухом; k — коэффициент безопасности, равный 2—5 для установок непрерывного действия и 8—15 — периодического.

В настоящее время при применении на технологическом оборудовании автономных систем обезвреживания все очищенные газы удаляются в атмосферу. С этими выбросами теряется значительное количество тепловой энергии. Так, в сушильном оборудовании окрасочного производства указанные потери составляют 40—60 % в общем тепловом балансе. В связи с этим уменьшение