

ИНЖЕНЕРНЫЕ СЕТИ

УДК 697:721.011.25

ЭНЕРГОРЕСУРСОЭФФЕКТИВНАЯ ТЕПЛОВАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ ГАЗИФИЦИРОВАННЫХ КУХОНЬ

канд. техн. наук, доц. В.И. ЛИПКО;
О.Н. ШИРОКОВА; А.С. ЛАПЕЗО
(Полоцкий государственный университет)

Представлены результаты исследований вентиляции газифицированных кухонь, предназначенные для создания воздухообменного процесса внутри жилых зданий с функцией подогрева приточного вентиляционного воздуха с использованием теплоты уходящих газов. Проанализированы и обобщены результаты полученных данных теоретических исследований по математическому моделированию теплообменных процессов устройства тепловой вентиляции газифицированных кухонь и данных, полученных при проведении экспериментальных исследований для оценки эффективности утилизации тепловых выбросов от бытовой газовой плиты для предварительного подогрева приточного вентиляционного воздуха.

Ключевые слова: микроклимат, энергоресурсосбережение, воздухоснабжение, газоснабжение, теплоснабжение, рекуперация, утилизация, модернизация, инновации.

Несовершенство технологии использования топливно-энергетических ресурсов в градостроительной отрасли и коммунально-бытовом секторе экономики, потребляющих более трети всех видов твердого, жидкого и газообразного топлива и электроэнергии, является обременительным для всего народнохозяйственного комплекса Республики Беларусь, импортирующей большую их часть, что значительно повышает энергоемкость валового национального продукта и существенно снижает конкурентоспособность производимой продукции. В связи с этим дальнейшее совершенствование инженерных систем теплогазоснабжения и воздухоснабжения зданий с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности, направляемых на энергоресурсосбережение в условиях комфортного проживания, является одним из важнейших направлений государственных программ научных исследований Республики Беларусь.

Основная часть. Для обеспечения комфортных условий проживания, отвечающих современным санитарно-гигиеническим требованиям к качеству воздушной среды внутри отапливаемых и вентилируемых помещений, необходим комплексный подход к решению сложнейших научно-технических проблем, таких как:

- обеспечение нормативного воздухообмена с естественной вентиляцией за счет инфильтрации в условиях практически полной герметизации наружных ограждающих конструкций;
- улучшение качества микроклимата, снижение загазованности и переувлажнения в условиях открыто сжигаемого природного и сжиженного газа с выделением вредных веществ непосредственно внутри жилых помещений;
- перерасход газообразного топлива из-за несовершенства конструктивно-технологического исполнения бытовых газовых плит;
- отсутствие использования теплоты продуктов сжигания газа бытовых газовых плит в теплоутилизационных устройствах перед выбросом в атмосферу для предварительного подогрева приточного вентиляционного воздуха, снижающего нагрузку на систему отопления от внешних энергоисточников.

Для успешной реализации этих проблем предлагается к внедрению *инновационная разработка* Полоцкого государственного университета многофункциональной бытовой газовой плиты с широкими экологически безопасными энергоресурсоэффективными возможностями ее использования, подтвержденными патентами Республики Беларусь [1; 2].

На основании результатов использования многофункциональных бытовых газовых плит данной конструкции разработано устройство тепловой вентиляции газифицированных кухонь, предназначенной для создания воздухообменного процесса внутри жилых зданий с функцией подогрева приточного вентиляционного воздуха, изображенной схематично на рисунке 1 и состоящей: из воздухозаборной решетки 1, воздушного фильтра 2, приточного вентиляционного теплоизолированного воздуховода 3, входного патрубка 4, клинообразного воздухораспределителя 5 с кольцевыми отверстиями 6 со стороны теплообменной камеры 7 кожухотрубного теплообменника 8, клинообразного воздухосборника 9 с кольцевыми отверстиями 10 со стороны теплообменной камеры 7, приточного патрубка 11 и регулируемой жалюзийной решетки 12 образующих нагревательный контур кожухотрубного теплообменника 8, теплообменных трубок 15, расположенных в теплообменной камере 7 и соединяющих приемную камеру 14

Технологически принцип работы устройства тепловой вентиляции газифицированных кухонь заключается в том, что под действием работы системы вытяжной вентиляции здания 18 с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности продукты сжигания газа из универсальной бытовой газовой плиты [1; 2] с температурой $t_2 > 100$ °С через верхний 12 или нижний 13 (см. рисунок 1) присоединительные патрубки поступают в приемную камеру 14 кожухотрубного рекуперативного теплообменника 8 и движутся по теплообменным трубкам 15 снизу вверх по теплообменной камере 7, передавая при этом через контактные наружные поверхности теплообменных трубок 15 теплоту греющих продуктов сжигания газа холодному наружному приточному воздуху, который также движется снизу вверх в межтрубном пространстве теплообменной камеры 7, а затем через верхний клинообразный воздухоотборник 16, выходной патрубок 17 и вытяжную систему 18 вентиляции здания выбрасывается в атмосферу, формируя таким образом греющий контур кожухотрубного рекуперативного теплообменника 8. В нагреваемом контуре наружный воздух заходит через воздухозаборную решетку 1, воздушный фильтр 2, приточный теплоизолированный воздуховод 3, входной патрубок 4, клинообразный воздухоотборник 5 с кольцевыми отверстиями 6 в теплообменную камеру 7, из которой через кольцевые отверстия 10, клинообразный воздухоотборник 9, приточный патрубок 11 и регулирующую жалюзийную решетку 12 поступает в помещение газифицированной кухни в предварительно подогретом состоянии, снижая при этом тепловую нагрузку на систему отопления здания, выполняя тем самым функцию энергосбережения теплопотребления от внешних энергоисточников.

При рассмотрении тепломассообменных процессов, протекающих в устройстве тепловой вентиляции газифицированных кухонь, на основе теории теплотехники в прямоточном газозвдушном рекуперативном теплообменнике изменение температур теплообменивающихся сред осуществляется по графику (рисунок 3). Изменение температур теплоносителей при их движении вдоль поверхности теплообмена происходит нелинейно. Учитывая это обстоятельство, средняя разность температур Δt_{cp} определяется по логарифмическому уравнению:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}}, \quad (1)$$

где Δt_{δ} – большая разность температур греющего и нагреваемого теплоносителей, °С; Δt_{μ} – меньшая разность температур греющего и нагреваемого теплоносителей, °С.

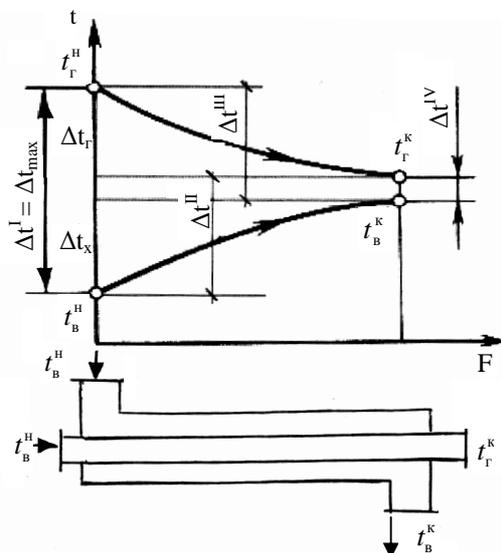


Рисунок 3. – График изменения температур теплообменивающихся сред в прямоточном газозвдушном рекуперативном теплообменнике

Общее количество теплоты, передаваемой от нагретых газов через стенку F нагреваемому воздуху, определяется из выражения

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (2)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/м² °С; F – площадь поверхности теплообмена, м².

Коэффициент теплопередачи k через стенку газохода определяется из выражения

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n}}. \quad (3)$$

Здесь α_e – коэффициент тепловосприятия от греющего теплоносителя к внутренней поверхности стенки газохода, Вт/м² °С; α_n – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенки газохода нагреваемому теплоносителю, Вт/м² °С; δ – толщина стенки газохода, м; λ – теплопроводность материала стенки газохода, Вт/м °С.

$$\alpha_n = 11,6 + 7\sqrt{V_{в.г}}, \quad (4)$$

где $V_{в.г}$ – скорость нагреваемого вентиляционного воздуха при его движении внутри теплообменника, м/с.

Поверхность теплопередачи через стенку газохода определяется из выражения

$$F_{н.с} = \pi \cdot d_n \cdot l, \quad (5)$$

где d_n – наружный диаметр газохода, м; l – длина газохода в зоне контакта м.

Для оценки интенсивности теплообмена при утилизации теплоты горячих газов, локально удаляемых от бытовой газовой плиты через рекуперативный теплообменник устройства тепловой вентиляции газифицированных кухонь, используется безразмерный критериальный коэффициент теории подобия критерий Нуссельта, определяемый по формуле

$$Nu = 0,0207 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \theta, \quad (6)$$

где Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля; $\theta = 1 + 2 \cdot d_{вн} / l$ – поправочный коэффициент; $d_{вн}$ – внутренний диаметр газохода, м.

По значению критерия Nu определяется величина коэффициента α :

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{d}, \text{ Вт/м}^2 \text{ °С}. \quad (7)$$

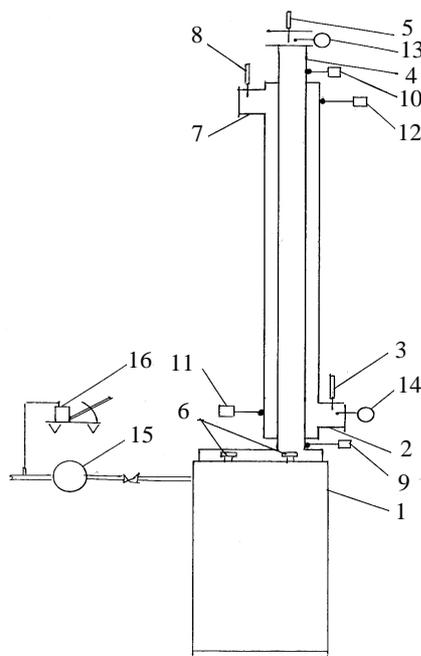


Рисунок 4. – Экспериментальный стенд для исследования теплообменника газовой плиты

Для определения закономерностей изменения теплопроизводительности теплообменника устройства тепловой вентиляции газифицированных кухонь зданий с повышенной теплозащитой и герметичностью наружных ограждений при переменных тепловых и аэродинамических режимах выполнены экспериментальные исследования.

Экспериментальная установка, представленная на рисунке 4, состоит из газовой плиты 1, теплообменника, включающего греющий газоход 4 круглого сечения, диаметром d_g , нагреватель воздуха квадратного сечения с входным 2 и выходным 7 патрубками.

Для фиксации температур греющего и нагреваемого теплоносителей, а также температур поверхностей установлены термометры стеклянные 3, 5, 8 и контактные 9, 10, 11, 12.

Для фиксации скорости движения и расходов греющего и нагреваемого воздушных теплоносителей на установке используются крыльчатые анемометры 13, 14.

Для определения расхода сжигаемого газа в установке использован газовый бытовой счетчик 15, а для фиксации давления газа – микроанометр 16.

При розжиге газа от горелки 6 продукты сгорания газа вместе с эжектируемым воздухом образуют смесь греющих газов, направляемую в газоход 4 конвективным потоком, имеющим начальную температуру $t_{н.г}^H$ и температуру на выходе $t_{г.с}^K$, фиксируемую термометром 5.

Средняя температура теплоотдающей поверхности $t_{9,10}^{cp}$ газохода 4 измеряется контактными термометрами 9 и 10 и определяется из выражения (8):

$$t_{9,10}^{cp} = \frac{t_9^h + t_{10}^k}{2}, \quad (8)$$

где t_9^h, t_{10}^k – соответственно начальная температура поверхности газохода и конечная, °С.

Количество теплоты $Q_{z.c.n}$, затрачиваемой на нагрев вентиляционного воздуха с поверхности газохода, определится как

$$Q_{z.c.n} = K_z \cdot F_{n.z} \cdot (t_{9,10}^{cp} - t_{8,14}^{cp}), \quad (9)$$

где K_z – коэффициент теплоотдачи через стенку газохода 4, Вт/м²·°С; $F_{n.z}$ – теплоотдающая поверхность газохода, м²; $t_{9,10}^{cp}$ – средняя температура газовой смеси в газоходе, °С; $t_{8,14}^{cp}$ – средняя температура нагреваемого вентиляционного воздуха, °С.

Теплоотдающая поверхность газохода определяется из выражения

$$F_{n.z} = \pi \cdot d_z \cdot l_T, \quad (10)$$

где d_z – диаметр газохода, м; l_T – длина теплообменника, м.

При установившемся режиме количество теплоты $Q_{z.c.n}$, передаваемой от первичного теплоносителя (газовой смеси) через стенку газохода, равно количеству теплоты, переходящей по теплообменнику к нагреваемому вентиляционному воздуху, то есть

$$Q_{z.c.n} = Q_{n.z}. \quad (11)$$

Величина $Q_{n.z}$ численно равна количеству теплоты, отдаваемой с поверхности газохода:

$$Q_{n.z} = \alpha_n \cdot F_{n.z} \cdot (t_{z.c}^{cp} - t_{6.8}^{cp}), \quad (12)$$

где все входящие величины известны и определяются расчетом или экспериментально.

Вычислив значение $Q_{n.z}$ из выражения (12), с учетом выражения (11) решим уравнение (9) относительно величины $t_{z.c}^k$:

$$t_{z.c}^{cp} = t_{6.8}^{cp} + \frac{Q_{z.c.n}}{K \cdot F_{n.z}}, \quad (13)$$

а величину начальной температуры газовой смеси $t_{z.c}^h$ определим из выражения

$$t_{z.c}^h = 2 \cdot t_{z.c}^{cp} - t_{z.c}^k. \quad (14)$$

Значения критерия Re для определения величины α_n вычисляются расчетным путем:

$$Re = \frac{V_{z.c} \cdot d_z}{\nu}, \quad (15)$$

где d_z – диаметр газохода 4, м; $V_{z.c}$ – скорость движения газовой смеси по газоходу, замеряемая экспериментально анемометром 13 (рисунок 4), м/с; ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с (для средней температуры газовой смеси).

Данные экспериментальных исследований и результаты их обработки по вышеизложенной методике представлены в таблице 1.

Таблица 1. – Результаты исследования теплообменника

№	$L_1, \text{м}^3 / \text{с}$	$V_{ав}$	α_n	$Q_{n.z}, \text{Вт}$	$\Delta t_{вх}$	$\Delta t_{вых}$	$\ln \frac{\Delta t_{вх}}{\Delta t_{вых}}$	$\frac{\Delta t_{вх}}{\Delta t_{вых}}$	$t_{3,8}^{cp}$	$\Delta t_{cp} = t_{9,10}^{cp} - t_{3,8}^{cp}$	K
1	0,0067	0,22	14,9	82,4	8,3	5,7	0,375	1,456	27,90	7,00	15,07
2	0,0071	0,24	15,0	67,5	10,4	1,0	2,340	10,400	31,50	5,70	21,25
3	0,006	0,20	14,7	58,1	9,0	1,0	2,200	9,000	32,50	5,00	20,20
4	0,0074	0,25	15,1	75,2	12,0	0,6	3,000	20,000	35,00	6,30	25,05
5	0,008	0,27	15,2	108,7	15,0	3,0	1,610	5,000	36,25	9,05	18,50
6	0,0085	0,28	15,3	111,8	16,5	2,0	2,110	8,250	37,25	9,25	20,60
7	0,0087	0,29	15,4	149,0	20,0	4,5	1,490	4,440	38,75	12,25	18,14

Анализируя и обобщая результаты полученных данных теоретических исследований по математическому моделированию тепломассообменных процессов устройства тепловой вентиляции газифицированных кухонь [3; 4] и данных, полученных при проведении экспериментальных исследований для оценки эффективности утилизации тепловых выбросов от бытовой газовой плиты [1; 2], предназначенных для предварительного подогрева приточного вентиляционного воздуха, можно сделать **выводы и общее заключение**.

В целях энергоресурсосбережения и снижения отопительной нагрузки на системы обогрева зданий в отопительный период, улучшения качества воздушной среды за счет локализации вредных выделений при сжигании газообразного топлива в бытовых газовых плитах, обеспечения необходимого нормативного воздухообмена газифицированных кухонь и жилых помещений в условиях практически полной герметизации наружных ограждающих конструкций, снижения расхода газообразного топлива за счет конструктивных усовершенствований бытовой газовой плиты, обеспечения социально-экономической и экологической, санитарно-гигиенической безопасности, комфортного проживания предлагается к реализации *новационная разработка Полоцкого государственного университета*, подтвержденная патентами и результатами выполненных теоретических и экспериментальных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Газовая плита : пат. ВУ 4338 / В.И. Липко, С.В. Липко. – Оpubл. 03.01.2012.
2. Газовая плита : пат. ВУ 8117 / В.И. Липко. – Оpubл. 30.04.2012.
3. Липко, В.И. Энергоресурсоэффективное тепловоздухоснабжение гражданских зданий : в 2-х т. / В.И. Липко. Т. 1. – Новополоцк : Полоц. гос. ун-т, 2004. – 212 с.
4. Липко В.И. Энергоресурсоэффективное тепловоздухоснабжение гражданских зданий : в 2-х т. / В.И. Липко. Т. 2. – Новополоцк : Полоц. гос. ун-т, 2004. – 392 с.

Поступила 05.12.2017

ENERGY-EFFICIENT HEAT VENTILATION OF GASIFICATED KITCHEN

V. LIPKO, V. SHIROKAVA, A. LAPEZO

The results of studies of ventilation of gasified kitchens, intended to create an air exchange process inside residential buildings with the function of heating the supply ventilation air with the use of the heat of the exhaust gases are presented. The results of the obtained theoretical research data on mathematical modeling of heat and mass exchange processes of the device for thermal ventilation of gasified kitchens and the data obtained during the pilot studies to evaluate the efficiency of utilization of thermal emissions from a household gas cooker for preheating the fresh air ventilation air are analyzed and summarized.

Keywords: *microclimate, energy conservation, air supply, gas supply, heat supply, recuperation, recycling, modernization, innovation.*