

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОГО ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ

Вінницький національний технічний університет

За умов постійного зростання вартості енергоносіїв менеджмент підприємств змушений шукати шляхи зменшення енергоспоживання і першим кроком у цьому процесі є проведення енергетичного аудиту. Одним із значних споживачів теплової і електричної енергії у промисловості є системи вентиляції і кондиціонування. Основний напрям зменшення енергоспоживання цих систем – впровадження утилізації тепла витяжного повітря, а головною проблемою полягає у складному конструктивному виконанні утилізуючих пристроїв та економічному обґрунтуванні доцільності їх впровадження. Незважаючи на очевидність необхідності впровадження систем утилізації тепла витяжного повітря, висока вартість їх влаштування викликає сумніви у доцільності впровадження і окупності даних енергозберігаючих заходів.

Одним із перевірених напрямів утилізації тепла повітря витяжних систем є використання виносних гліколевих рекуператорів. Дані пристрої дозволяють здійснити утилізацію тепла витяжного повітря і передати це тепло на підігрів припливного повітря в системах, що розташовані на певних відстанях один від одного. Влаштування теплосприймаючого і нагріваючого теплообмінників в існуючих системах дозволяє незначно збільшити навантаження на вентилятор і обійтися без його заміни.

За результатами реально виконаного енергетичного аудиту на одному із промислових підприємств України постала задача в техніко-економічному обґрунтуванні даного заходу енергозбереження.

В статті розглянуто підходи щодо влаштування системи гліколевої утилізації тепла витяжного повітря з приміщення складу. Здійснено розрахунок та підбір теплообмінників, визначено економічну доцільність реалізації даної системи енергоутилізації. Результати досліджень впроваджено при термомодернізації реального промислового об'єкту. На прикладі цього об'єкту визначено економічні показники впровадження систем гліколевої утилізації.

Використання систем утилізації тепла витяжного повітря дозволяє значно підвищити енергоефективність систем вентиляції, зменшити витрати на підігрів, зменшити собівартість продукції і підвищити рентабельність підприємства.

Ключові слова: енергозбереження, утилізація, рекуператор, енергоаудит

Вступ

Постійне і непрогнозоване зростання вартості енергоносіїв призводить до зростання собівартості продукції і зниження конкурентоспроможності підприємств. Одним із значних споживачів теплової та електричної енергії у промисловості є системи вентиляції і кондиціонування. Одна з основних проблем при впровадженні заходів енергозбереження в існуючих системах вентиляції полягає у складному конструктивному виконанні утилізуючих пристроїв та економічному обґрунтуванні доцільності їх впровадження. Потрібно таким чином влаштувати утилізуючий пристрій, щоб мінімально вплинути на роботу системи, не зменшити витрату вентиляторів і при цьому досягти розрахункового ефекту. Незважаючи на очевидність необхідності впровадження систем утилізації тепла витяжного повітря, висока вартість їх влаштування викликає сумніви у замовників у доцільності і окупності даних енергозберігаючих заходів. Незважаючи на певну сукупність публікацій присвячених питанням енергозбереження в системах вентиляції і кондиціонування [1-7] комплексний техніко-економічний аналіз заходів енергозбереження, що ґрунтуються на впровадженні гліколевих утилізаторів у літературі не висвітлено. Першочергово на підприємстві необхідно проводити енергетичний аудит і за його результатами впроваджувати енергозберігаючі заходи. Одним із перевірених напрямів утилізації тепла повітря витяжних систем є використання виносних гліколевих рекуператорів. Ці пристрої дозволяють здійснити утилізацію тепла витяжного повітря і передати це тепло на підігрів припливного повітря в системах, що розташовані на певних відстанях один від одного, коли традиційні утилізатори влаштувати неможливо. Також такі утилізатори можна влаштувати в системах, де категорично заборонена рециркуляція. Влаштування теплосприймаючого і нагріваючого теплообмінників в існуючих системах дозволяє незначно збільшити навантаження на вентилятор і обійтися без його заміни. Загалом, системи гліколевої утилізації дозволяють значно скоротити споживання енергоресурсів. За результатами реально виконаного енергетичного аудиту на одному із промислових підприємств України постала задача в техніко-економічному обґрунтуванні даного заходу енергозбереження.

Метою статті є удосконалення методів техніко-економічного обґрунтування систем утилізації тепла витяжного повітря виробничих приміщень.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити такі задачі:

На основі реальних даних здійснити розрахунок основних елементів гліколевого утилізатора тепла для систем вентиляції приміщення складу - теплообмінників;

Визначити капітальні і експлуатаційні витрати на влаштування утилізатора;

Розрахувати основні показники безперервної інвестиційної моделі цього заходу енергозбереження.

Основна частина

За результатами проведеного енергетичного аудиту на промисловому підприємстві запропоновано низку енергозберігаючих заходів. Одним із таких заходів є влаштування системи гліколевої утилізації тепла витяжного повітря складу зберігання продукції. Система вентиляції складу представлена окремими витяжною і припливною установками. Продуктивність установок $L=14000$ м³/год. Установки виконані з набірною обладнання на базі вентиляторів ВР 287-46. Припливна установка обладнана двома електричними калориферами встановленою потужністю $Q=90$ кВт кожен. Для розрахунку елементів рекуператора скористаємось методиками наведеними у [1, 3]. Витяжне повітря має параметри $+18$ °С, $\phi=40\%$. Розрахункова зовнішня температура мінус 18 °С.

Побудуємо процеси обробки повітря в поверхневих теплообмінниках (рис. 1). Згідно з рекомендаціями [1] побудуємо точку N з температурою $t_N=2$ °С, яка відповідає середній температурі поверхні тепловиділяючого теплообмінника. Точка 1 відповідає параметрам витяжного повітря, побудований процес (•)1→(•)2 обробки повітря в теплообміннику видалення тепла. У зв'язку з тим, що відносна вологість витяжного повітря менше 45%, то точка (•)2 буде мати відносну вологість 88% [1]. Процес (•)3→(•)4 – «сухого» охолодження витяжного повітря при однаковому з «вологим» перепадом ентальпій. Визначимо загальну кількість тепла, що відводиться в тепловиділяючому теплообміннику, кДж/год:

$$Q = L \times \rho \times (I_1 - I_2) = 14000 \times 1.20 \times (31.2 - 15.4) = 265440 \quad (1)$$

де L – витрата витяжного повітря, м³/год; ρ – густина повітря при даній температурі, кг/м³; I_1 , I_2 – ентальпія точок 1 і 2.

Температура нагрітого в теплообміннику повітря визначиться за формулою (2). Аналогічне значення отримано при графічній побудові на I-d діаграмі:

$$t_5 = \frac{Q}{L \times \rho \times c} - t_z = \frac{265440}{14000 \times 1.38 \times 1.015} - 18 = -4.4 \text{ °С} \quad (2)$$

де c – теплоємність повітря, кДж/(кг×°С), t_z – розрахункова зовнішня температура, °С.

Для підігріву повітря до необхідної припливної температури $+16$ °С використовується електричний калорифер. Витрата тепла згідно розрахунків (процес (•)5→(•)6) складе 110 кВт.

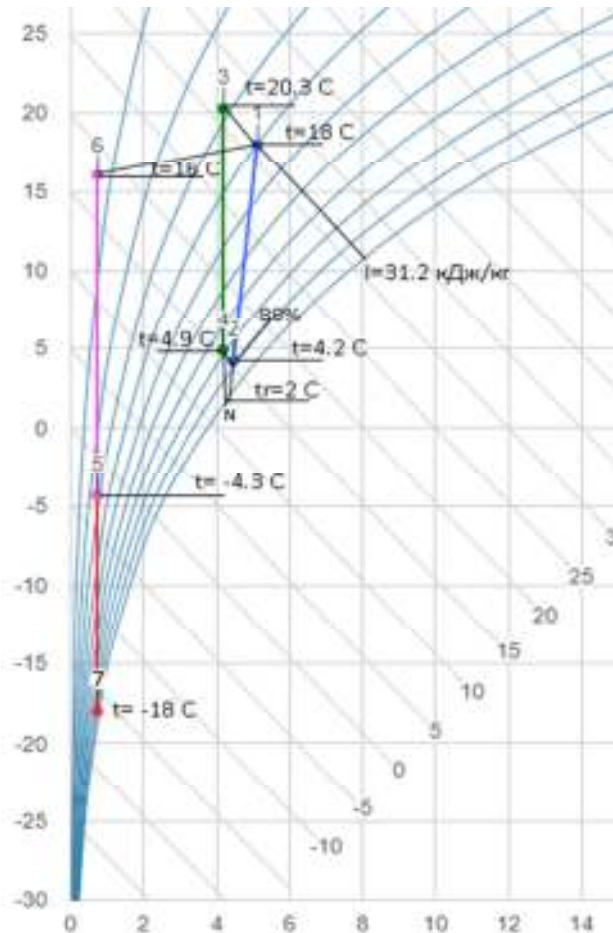


Рисунок 1 – Процеси реального і умовного «сухого» охолодження і осушення витяжного повітря і нагріву припливного повітря за допомогою гліколевого утилізатора

Визначимо необхідну витрату теплоносія антифризу. Як антифриз прийнято 37% розчин пропіленгліколю, температура кристалізації якого мінус 20 °С. Тобто, навіть при вимкненій системі вентиляції теплоносій в контурі циркуляції не замерзне. На відміну від етиленгліколю, пропіленгліколь безпечний для людей. Витрата антифризу складе, кг/год:

$$G_{\text{анф}} = \frac{Q}{\Delta t \times c_a} = \frac{265440}{6 \times 3.72} = 11892 \quad (3)$$

де Δt – рекомендований температурний перепад антифризу, приймаємо 6 °С, c_a – теплоємність антифризу при робочій температурі (0 °С), кДж/(кг×°С).

Результати розрахунків на діаграмі – параметри робочих точок зведемо у таблицю 1.

Таблиця 1

Параметри робочих точок процесів охолодження і нагріву повітря в гліколовому рекуператорі

Процес	Початкова точка					Кінцева точка					Q, кВт	W, кг/г
	№	t, °C	φ, %	d, г/кг	I, кДж/кг	№	t, °C	φ, %	d, г/кг	I, кДж/кг		
Охолодження	1	18	40	5,1	31,2	2	4,2	87,5	4,5	15,4	-74,3	-11,1
Сухе охолодження	3	20,3	28,4	4,2	31,2	4	4,9	78,1	4,2	15,4	-74,3	
Нагрів в утилізаторі	4	-18	95	0,7	-16,3	5	-4,3	28	0,7	-2,6	74	
Нагрів в калорифері	5	-4,3	28	0,7	-2,6	6	16	6,5	0,7	17,9	110,3	

Визначимо, що середня температура антифризу 1 °С, температура підігрітого антифризу після тепловиділяючого теплообмінника складає 4 °С, температура охолодженого антифризу після нагріваючого теплообмінника складає - 2 °С.

Показник теплотехнічної ефективності тепловіддаючого теплообмінника:

$$\theta_m = \frac{t_{z2} - t_{z1}}{t_{a1} + t_{z1}} = \frac{-4.3 + 18}{4 + 18} = 0.62 \quad (4)$$

де t_{z2} , t_{z1} – відповідно температура зовнішнього повітря в точках 5 і 3; t_{a1} – температура антифризу після тепловиділяючого теплообмінника, °С.

Показник теплотехнічної ефективності тепловиділяючого теплообмінника в режимі умовного «сухого» охолодження:

$$\theta_m = \frac{t_{v2} - t_{v1}}{t_{v1} + t_{a2}} = \frac{20.3 - 4.9}{20.3 + 2} = 0.69 \quad (4)$$

де t_{v2} , t_{v1} – відповідно температура повітря в точках 3 і 4; t_{a1} – температура антифризу після тепловиділяючого теплообмінника, °С.

Визначимо показник відношення теплоємності потоків:

для тепловіддаючого теплообмінника

$$W_1 = \frac{L \times \rho \times c}{G_{\text{анф}} \times c_a^1} = \frac{14000 \times 1.38 \times 1.015}{11892 \times 3.68} = 0.45 \quad (5)$$

для теплосприймаючого теплообмінника:

$$W_2 = \frac{L \times \rho \times c}{G_{\text{анф}} \times c_a} = \frac{14000 \times 1.20 \times 1.015}{11892 \times 3.72} = 0.39 \quad (6)$$

З [1] визначимо значення модифікованого критерія Фур'є. Для тепловіддаючого теплообмінника $Fo_1=1,14$ для теплосприймаючого теплообмінника $Fo_2=1,35$.

Визначимо значення добутку (kF), Вт/°С:

$$kF_1 = \frac{Fo_1 \times L \times \rho_1 \times c}{3600} = \frac{1.14 \times 14000 \times 1.38 \times 1015}{3600} = 6210 \quad (7)$$

$$kF_2 = \frac{Fo_2 \times L \times \rho_2 \times c}{3600} = \frac{1.35 \times 14000 \times 1.2 \times 1015}{3600} = 6395 \quad (8)$$

Задавшись масовою швидкістю повітря $v=2,2$ кг/(м²×с) визначимо необхідний фасадний переріз, м²:

$$f_1 = \frac{L \times \rho_1}{v \times 3600} = \frac{14000 \times 1.38}{2.2 \times 3600} = 2.44 \quad (9)$$

$$f_2 = \frac{L \times \rho_2}{v \times 3600} = \frac{14000 \times 1.2}{2.2 \times 3600} = 2.12 \quad (10)$$

Відповідно до каталогу калориферів підберемо по два калорифера в ряду КСк4 типорозмір КСк4-11-02ХЛЗБ з площею фронтального перерізу 1,66 м². Тоді дійсні масові швидкості будуть становити кг/(м²×с): $(V\rho)_1=1,61$; $(V\rho)_2=1,41$. Обчислимо коефіцієнт теплопередачі задавшись швидкістю руху теплоносія в $\omega=0,7$ м/с [4]:

для тепловіддаючого теплообмінника, Вт/(м² С):

$$K_w^1 = A \times (V\rho)_1^n \times \omega^r = 25.5 \times 2.15^{0.496} \times 0.7^{0.160} = 35.2 \quad (11)$$

для теплосприймаючого теплообмінника, Вт/(м² С):

$$K_w^2 = A \times (V\rho)_2^n \times \omega^r = 25.5 \times 1.87^{0.496} \times 0.7^{0.160} = 32.9 \quad (12)$$

Необхідні площі теплообміну, відповідно, становитимуть $F_1=176 \text{ м}^2$ і $F_2=194 \text{ м}^2$. Площа теплообміну обраного калорифера становить $F=114 \text{ м}^2$. Два калорифери забезпечать необхідну площу теплообміну. Нами прийнята швидкість руху теплоносія в трубах калорифера $\omega=0,7 \text{ м/с}$ в режимі предтурбулентного руху.

Для визначення експлуатаційних витрат необхідно розрахувати гідравлічні втрати в теплообмінниках і значення зростання аеродинамічного опору систем після влаштування теплообмінників утилізатора у вентиляційні системи. Аеродинамічний опір теплообмінників, визначиться за формулою [4], Па:

$$\Delta P_1^a = B \times (V\rho)^m = 8.63 \times 1.61^{1.833} = 21 \quad (13)$$

$$\Delta P_2^a = B \times (V\rho)^m = 8.63 \times 1,41^{1.833} = 16 \quad (14)$$

Гідравлічний опір теплообмінників визначиться наступним чином [4]:

$$\Delta P_w = \frac{\rho_w \times w}{2} \left[2.7 \times \left(\frac{f_w}{f_n} \right)^2 + 6.7 \times (nx - 1) \times \left(\frac{f_w}{f_k} \right)^2 + 0.0121 \frac{nx \times L}{d^{1.266}} + 0.6 \times nx + 3.9 \right] \quad (15)$$

де ρ_w – густина антифризу, кг/м³; ω – швидкість антифризу, м/с; f_w, f_n, f_k – площа перерізу одного ходу, патрубка і колектора, м²; d – внутрішній діаметр труби тепловіддаючого елемента, м; L – довжина тепловіддаючого елемента, м; Підставивши дані з каталога у формулу (15) визначимо, що гідравлічний опір теплообмінника складе 4,5 кПа. Загальні втрати тиску в системі циркуляції антифризу складуть за результатами гідравлічного розрахунку 35 кПа.

Використавши методику [8] визначимо, що зростання річних витрат електричної енергії вентиляторів за рахунок додаткового аеродинамічного опору і витрата енергії циркуляційного насосу в контурі гліколевого утилізатора сумарно складуть 3672 кВт×год на рік.

Після визначення технічних складових проекту постає необхідність в економічному обґрунтуванні даного заходу енергозбереження. Комплексна оцінка економічної ефективності енергозберігаючих проектів ґрунтується на порівнянні таких характеристик проекту: бездисконтного доходу, капіталізованого доходу та дисконтного доходу з одночасним обчисленням відповідних термінів окупності. Дисконтований дохід від енергозберігаючого проекту знаходиться з залежності (16), а капіталізований (нарощений) дохід визначається з рівняння (17) [7,9]:

$$DD = D \times \left[1 - (1+r)^{Tcl} \right] / r ; \quad (16)$$

$$ND = D \times \left[(1+r)^{Tcl} - 1 \right] / r , \quad (17)$$

де ND – капіталізований (нарощений) дохід;

DD – дисконтований дохід; D – щорічний дохід; r – норма дисконту.

Одночасно розраховується чистий приведений дохід (NPV), простий період окупності (T_0) і індекс рентабельності (PI):

$$NPV = DD - K ; \quad (18)$$

$$T_0 = K / D ; \quad (19)$$

$$PI = DD / K , \quad (20)$$

де K – необхідні інвестиції у проект.

Простий термін окупності приблизно дорівнює дисконтованому терміну окупності і не перевищує 2х років. Враховуючи постійне і важко прогнозоване зростання енергоносіїв, цей проект може окупитися ще швидше.

Висновки

Проведення енергетичного аудиту повинно супроводжуватися ретельним техніко-економічним аналізом кожного з запропонованих заходів енергозбереження. Аудитор, формуючи рекомендаційний звіт, повинен бути впевнений у тому, що запропоновані заходи дозволять підприємству збільшити енергоефективність і зменшити витрати на енергоносії. У статті проаналізовано технічні складові вибору конструктивних елементів гліколевих утилізаторів тепла витяжного повітря, основну увагу приділено розрахунку теплообмінних пристроїв. На другому етапі визначено величину капітальних інвестицій і експлуатаційні витрати на роботу утилізатора. Основні експлуатаційні витрати полягають у використанні електричної енергії на роботу вентилятора, який повинен працювати на мережу з новим, збільшеним аеродинамічним опором і роботу циркуляційного насосу, який повинен перекачувати теплоносії – 37 % розчин пропиленгліколю в контурі утилізатора. Річна економія коштів становить 457572 грн, простий термін окупності 1,4 роки, а чистий приведений дохід за 10 років - NPV = 2.4 млн грн, що свідчить про ефективність запропонованого заходу енергозбереження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кокорин О. Я. *Современные системы кондиционирования воздуха*. Монография. М. Физматлит. 2003. 272 с
2. Липа А.И. *Кондиционирование воздуха. Теоретические основы. Современные технологии обработки воздуха*. Монография. Одесса. ВМВ. 2010. 607 с.
3. Аверкин А.Г. *Совершенствование устройств тепловлажностной обработки воздуха и методов расчета климатехники*. Монография. ПГУАС. 2015. 204 с.
4. Минин В.Е. *Воздуонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха*. М.; СТРОЙИЗДАТ. 1976. 194 с.
5. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціювання повітря. К.: Мінрегіонбуд України. 2014 р.
6. Тарабанов М.Г. *Кондиционирование воздуха*. Часть 1.М.: Авок –ПРЕСС. 2015. 212 с.
7. Дзеджула В. В. Енергозбереження промислових підприємств: методологія формування, механізм управління. Вінниця: ВНТУ. 2014. 347 с.
8. Кувшинов Ю. Я. Расчет годовых расходов энергии системами вентиляции и кондиционирования воздуха. *АВОК*. 2006. № 7. С. 20 - 28.
9. *Руководство по оценке эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия* / [А. Н. Дмитриев, И. Н. Ковалев, Ю. А. Табунщиков, Н. В. Шилкин]. М.: АВОК-ПРЕСС, 2005. 120 с.
10. Дзеджула В. В. Управління потенціалом енергозбереження промислових підприємств. *Innovation and Sustainability*. 2022. №1. С. 6-12.

REFERENCES

1. Kokoryn O. Ya. *Sovremennye systemy kondytsyonirovaniya vozdukha*. Monohrafiya. M. Fyzmatlyt. 2003. 272 s
2. Lupa A.Y. *Kondytsyonirovaniye vozdukha. Teoretycheskye osnovy. Sovremennyye tekhnolohyy obrabotky vozdukha*. Monohrafiya. Odessa. VMV. 2010. 607 s.
3. Averkyn A.H. *Sovershenstvovanye ustroystv teplovlazhnostnoi obrabotky vozdukha y metodov rascheta klymatekhniky*. Monohrafiya. PHUAS. 2015. 204 s.
4. Mynyn V.E. *Vozdukhonahrevately dlia system ventylyatsyy y kondytsyonirovaniya vozdukha*. M.; STROIYZDAT. 1976. 194 s.
5. DBN V.2.5-67:2013 Opalennia, ventylyatsiia ta kondytsiuvannia povitria. K.: Minrehionbud Ukrainy. 2014 r.
6. Tarabanov M.H. *Kondytsyonirovaniye vozdukha. Chast 1.M.: Avok – PRESS. 2015. 212 s.*
7. Dzhedzhula V. V. *Enerhozberezhennia promyslovykh pidpriemstv: metodolohiia formuvannia, mekhanizm upravlinnia*. Vinnytsia: VNTU. 2014. 347 s.
8. Kuvshynov Yu. Ya. *Raschet hodovykh raskhodov enerhyu systemamy ventylyatsyy y kondytsyonirovaniya vozdukha*. AVOK. 2006. № 7. S. 20 - 28.
9. *Rukovodstvo po otsenke effektivnosti ynvestytsyi v enerhosberehaiushchye meroprityatia* / [A. N. Dmytryev, Y. N. Kovalev, Yu. A. Tabunshchykov, N. V. Shylkyn]. M.: AVOK-PRESS, 2005. 120 s.
10. Dzhedzhula V. V. *Upravlinnia potentsialom enerhozberezhennia promyslovykh pidpriemstv*. *Innovation and Sustainability*. 2022. №1. S. 6-12.

Дзеджула В'ячеслав Васильович – доктор економічних наук, професор, професор кафедри інженерних систем у будівництві, енергоаудитор, сертифікований інженер проектувальник, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, email: djedjulavv@gmail.com , ORCID 0000-0002-2740-0771

V. Dzhedzhula

IMPROVEMENT OF FEASIBILITY STUDY METHODS OF UTILIZATION HEAT EXHAUST AIR SYSTEMS OF PRODUCTION BUILDINGS

Vinnitsia National Technical University

Due to the constant growth of energy costs, the management of enterprises is forced to find ways to reduce energy consumption and the first step in this process is to conduct an energy audit. One of the significant consumers of thermal and electrical energy in industry is the ventilation and air conditioning systems. The main way to reduce the energy consumption of these systems is to implement the utilization of exhaust air heat, and the main problem is the complicated design of heat recovery devices and economic assessment of the feasibility of their implementation. Despite the obvious need for implementation of systems for the utilization of exhaust air heat, the high cost of their implementation raises questions about the feasibility of implementation and cost recovery of these energy-saving measures.

One of the proven areas of heat recovery in exhaust systems is the use of exhaust gas recuperators. These devices allow to carry out utilization of the heat of the exhaust air and transfer the heat to the heating of the supply air in the systems located at certain distances from each other. Installation of heat-retaining and heating heat exchangers in existing systems allows to slightly increase the load on the fan and do without its replacement.

According to the results of the actually performed energy audit at one of the industrial enterprises of Ukraine, the task in the technical and economical arrangement of the given method of energy-saving was set.

The article considers approaches to the construction of a system of hydrochloric acid heat utilization of the exhaust air heat from the warehouse premises. The calculation and selection of heat exchangers were carried out, and the economical feasibility of the implementation of this energy utilization system was determined. The results of the research are implemented in the thermomodernization of a real industrial facility. In the example of this object economical indicators of the implementation of systems of hydrocarbon, and recycling were determined.

The use of systems for utilization of exhaust heat allows to significantly increase the energy efficiency of ventilation systems, reduce heating costs, reduce the cost of production and increase the profitability of the enterprise.

Keywords: *energy saving, recycling, recuperator, energy audit*

Dzhedzhula Viacheslav - Doctor of Economics, Professor, Professor of the Department of Engineering Systems in Construction, Energy Auditor, Certified Design Engineer, Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia, email: djedjulavv@gmail.com , ORCID 0000-0002-2740-0771