

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТА ТРАДИЦІЙНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

Вступ

На сьогоднішній день в сфері низькотемпературного теплозабезпечення перспективним вважається використання новітньої техніки генерування теплоти – теплових насосів та низькотемпературних (низькоексергетичних) опалювальних приладів. За даними міжнародного Енергетичного Агентства у розвинених країнах світу до 2020 року доля теплонасосних систем в загальних витратах теплоти на опалення та гаряче водопостачання складатиме 75% [1]. Широке впровадження теплових насосів в системах теплозабезпечення також передбачено «Енергетичною стратегією України на 2030 рік та на подальшу перспективу».

В системі опалення будинків проявляються три складові ексергетичних втрат:

- ексергетичні втрати в джерелі корисної теплоти;
- втрати, пов'язані з передачею теплоти приміщенню (в опалювальних приладах);
- втрати, спричинені необоротністю передачі теплоти від приміщення до навколишнього середовища.

Підвищення енергетичної ефективності систем опалення завдяки зниженню ексергетичних втрат в їх основних елементах можливе при виконанні певних умов. З метою визначення цих умов проведено термодинамічний аналіз теплонасосних і традиційних систем опалення за змінних температур зовнішнього повітря.

Аналіз ексергетичних втрат в системі опалення

Розглянемо всі складові ексергетичних втрат, починаючи з кінцевого елемента системи опалення, тобто опалювального приміщення. Теплота, яка надходить до опалювального приміщення, складається з ексергії та анергії, і відомо, що цінною для опалення є саме ексергія. Поточний тепловий потік Q_o , необхідний для опалення при будь-яких температурах зовнішнього повітря T_o , та ексергія цього теплового потоку визначаються за формулами:

$$Q_o = Q_{\max} \frac{T_n - T_o}{T_n - T_p^o}; \quad (1)$$

$$E_Q = Q_o \left[1 - \frac{T_o}{T_n} \right], \quad (2)$$

де T_n, T_o, T_p^o – температура в приміщенні, навколишнього повітря та розрахункова температура на опалення відповідно;

Q_{\max} – розрахунковий (максимальний) тепловий потік, який необхідний для опалення при розрахунковій температурі навколишнього середовища (T_p^o);

E_Q – ексергія теплового потоку, який підводиться до повітря в приміщенні з температурою T_n .

Із співвідношень (1) та (2) виходить, що доля ексергії в загальній (розрахунковій) кількості теплоти, яка підводиться до приміщення, може бути визначена за формулою:

$$\frac{E_Q}{Q_{\max}} = \frac{T_n - T_o}{T_n - T_p^o} \left[1 - \frac{T_o}{T_n} \right]. \quad (3)$$

Графічна залежність цієї величини від температури навколишнього середовища t_o при розрахунковій температурі на опалення $t_p^o = -20^\circ\text{C}$ і температурі в приміщенні $t_n = 20^\circ\text{C}$ наведена на рис.1. На цьому ж графіку наведена залежність фактора Карно $\tau_n = 1 - T_o/T_n$, що характеризує якість підведеного теплового потоку.

Як видно з рисунка, доля ексергії в загальному тепловому потоці зростає при зменшенні t_o і одночасно підвищується якість теплового потоку ($\tau_n = 1 - T_o/T_n$), проте важливим є те, що величина долі ексергії невелика, тобто більша частина теплоти, що передається в приміщення, складається з анергії (частина енергії, яка в умовах даного навколишнього середовища в енергію іншої форми – механічну роботу – не перетворюється). Цей висновок має велике практичне

значення, адже дармову енергію ми можемо брати з навколишнього середовища у нескінченній кількості (тепловий насос).

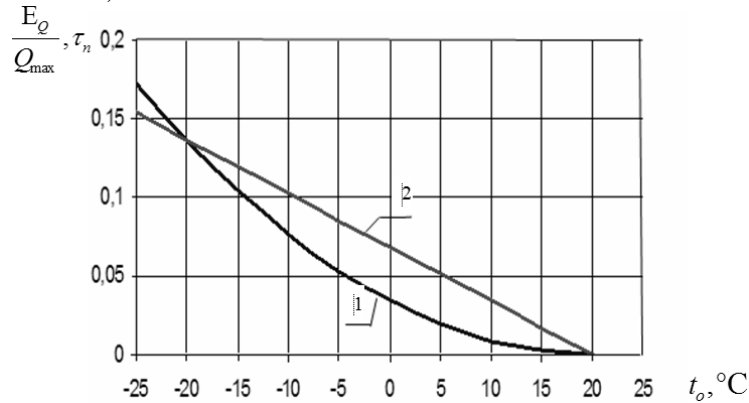


Рис.1. Залежність витрат ексергії (E_Q/Q_{max}) для приміщення та фактора Карно (τ_n) від температури t_o при $t_n=20^\circ\text{C}$: 1 – E_Q/Q_{max} ; 2 – τ_n

Зменшення ексергетичних втрат в даному випадку можливе лише за рахунок зменшення теплових втрат будівлі, а це в свою чергу досягається покращенням теплової ізоляції будівель та зниженням температури в приміщенні при збереженні комфортності (у разі застосування панельних опалювальних приладів).

Наступним елементом, в якому проявляються ексергетичні втрати, є опалювальний прилад. В опалювальному приладі існує різниця між температурою гріючого теплоносія (T_m), який подається від джерела теплоти, та температурою в приміщенні (T_n). При зниженні температури навколишнього середовища збільшується тепловий потік, необхідний для опалення, та оскільки корисна площа опалювального приладу стала, то за рівнянням теплопередачі необхідно підвищувати дану різницю температур ($T_m - T_n$), та як наслідок температуру теплоносія T_m . Отже, T_m , так як і Q_o , зростає зі зниженням температури навколишнього середовища. При цьому, для радіаторної системи опалення має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі: гріюча вода – повітря в приміщенні – зовнішнє повітря [2]:

$$t_m = t_n + (t_m^p - t_n) \left[\frac{t_n - t_o}{t_n - t_o^p} \right]^{\frac{1}{1+n}}, \tag{4}$$

де t_m^p - розрахункова температура гріючого теплоносія при $t_o = t_o^p$;
 $n=1/3$ для сучасних радіаторів та $n=0$ для панельного опалення.

Внаслідок необоротної передачі теплоти від теплоносія до повітря в приміщенні має місце втрата ексергії, тому до нього необхідно підводити більше ексергії, ніж в опалювальне приміщення, а саме потік ексергії:

$$E[Q_o(T_m)] = Q_o \left[1 - \frac{T_o}{T_m} \right]. \tag{5}$$

Оскільки T_m та Q_o зі зниженням T_o збільшуються, то потік енергії $E[Q_o(T_m)]$ при пониженні температури навколишнього середовища зростає. Однак, як видно з рис. 2, доля ексергії в максимальному тепловому потоці залишається невеликою навіть при низьких температурах навколишнього середовища, проте важливим є те, що вона знижується при зменшенні T_m .

За залежностями (4) та (5) можна записати вираз для ексергетичного ККД опалювального приладу:

$$\eta_{ек}^{np} = \frac{E[Q_o(T_n)]}{E[Q_o(T_m)]} = \frac{\tau_n}{\tau_m}. \tag{6}$$

Розрахунки за формулою (6) наведені на рис. 3. Видно, що зменшення T_m призводить до збільшення $\eta_{ек}^{np}$. Тобто, важливим є те, що встановлення низькотемпературних опалювальних

приладів зменшує ексергетичні втрати при передачі теплоти від гріючого теплоносія до опалювального приміщення.

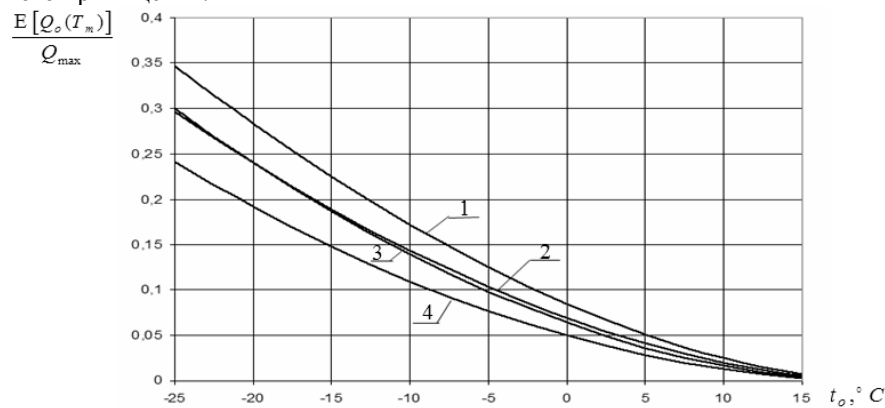


Рис.2. Залежність $E[Q_o(T_m)]/Q_{\max} = f(t_m^p; t_o)$ при $t_n = 20$ °C:

- 1 – радіаторне опалення з температурою гріючого теплоносія $t_m^p = 80$ °C;
- 2 – радіаторне опалення з температурою гріючого теплоносія 60°С;
- 3 – панельне, 60°С; 4 – панельне, 40°С.

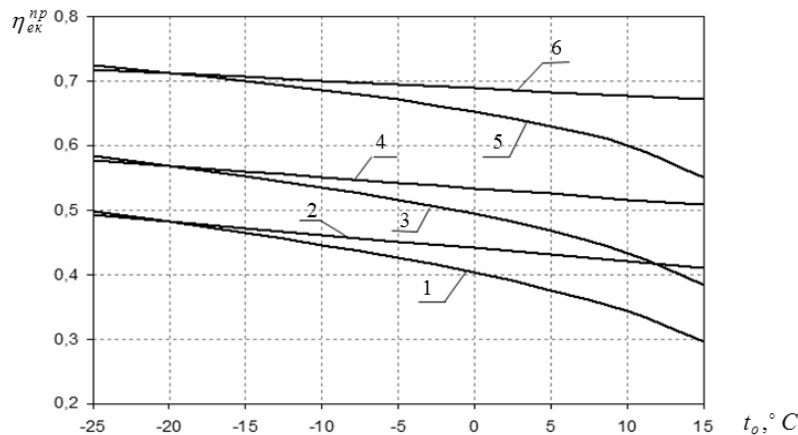


Рис. 3. Ексергетичний ККД опалювального приладу залежно від температури навколишнього середовища та гріючого теплоносія:

- 1 – радіаторне опалення з температурою гріючого теплоносія 80°С;
- 2 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 80°С;
- 3 – радіаторне 60°С; 4 – панельне 60°С;
- 5 – радіаторне 40°С; 6 – панельне 40°С

Порівняння варіантів теплопостачання з використанням опалювальної котельні та на базі ТНУ

Наступним елементом в ланцюгу передачі теплоти є джерело корисної теплоти. Тому розглянемо ексергетичну ефективність двох принципово різних варіантів теплопостачання: опалювальної котельні та теплонасосної установки. Зрештою обидва варіанти є споживачами первинної енергії викопного палива, адже електроенергія, яка використовується для приводу теплового насоса, виробляється на електричних станціях шляхом спалювання природних енергоресурсів. Тому важливою тут є величина коефіцієнта первинного використання палива (КПВ), яка визначається на основі аналізу принципових схем передачі теплоти від джерела до споживача теплоти. Так, на рис. 4 показано принципову схему передачі теплоти від опалювальної котельні до приміщення.

На основі аналізу даної схеми запишемо вираз КПВ для опалювальної котельні:

$$КПВ = \frac{Q_n}{BQ_H^p} = \underbrace{\frac{Q(T_{mn})}{BQ_H^p}}_{\eta_{KV}} \cdot \underbrace{\frac{Q(T_{mk})}{Q(T_{mn})}}_{\eta_{TM}} \cdot \underbrace{\frac{Q(T_n)}{Q(T_{mk})}}_{\eta_n=1} = \eta_{KV} \cdot \eta_{TM}, \quad (7)$$

де $\eta_{КУ}$ – коефіцієнт корисної дії котельної установки;

$\eta_{ТМ}$ – ККД теплової мережі; η_n – ККД опалювального приладу.

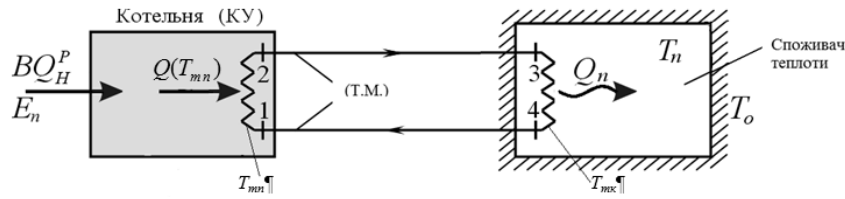


Рис. 4. Принципова схема передачі теплоти від опалювальної котельні до опалювального приміщення:

T_{mn} – початкова температура теплоносія в системі опалення;

T_{mk} – кінцева температура теплоносія в системі опалення;

$Q_n = Q_o$ – тепловий потік, необхідний для опалення приміщення;

$Q(T_{mn})$ – тепловий потік, необхідний для нагрівання теплоносія до температури T_{mn} .

Схему теплонасосної системи тепlopостачання наведено на рис. 5.

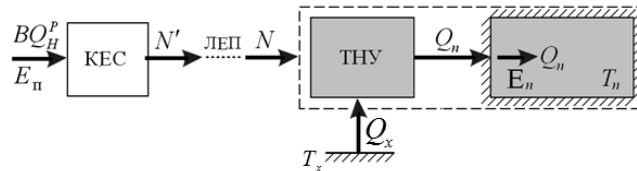


Рис. 5 Схема системи тепlopостачання на базі ТНУ:

T_x – температура нижнього джерела теплоти для теплового насоса;

Q_x – тепловий потік, який відводиться від холодного джерела теплоти.

На основі аналізу цієї схеми можемо записати вираз для коефіцієнта первинного використання палива:

$$КПВ = \frac{Q_n}{BQ_H^P} = \frac{N'}{BQ_H^P} \cdot \frac{N}{N'} \cdot \frac{Q_n}{N} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi, \quad (8)$$

де φ – дійсний коефіцієнт трансформації теплового насоса, $\varphi = \eta_{ТН} \cdot \varphi_T$;

φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації;

$\eta_{ТН}$ – коефіцієнт втрат теплового насоса.

Дійсний коефіцієнт трансформації теплового насоса φ визначається як:

$$\varphi = \eta_{ТН} \cdot \varphi_T = \eta_{ТН} \frac{T_m}{T_m - T_x}. \quad (9)$$

Також на основі рис. 4 та 5 запишемо вирази для ексергетичного ККД двох варіантів тепlopостачання (від опалювальної котельні та теплового насоса відповідно):

$$\eta_{OK}^{ex} = \eta_{КУ}^{ex} \cdot \eta_{ТМ}^{ex} \cdot \eta_n^{ex} = \underbrace{\eta_{КУ}^{ex}}_{КУ} \cdot \underbrace{\tau_{mn}}_{ТМ} \cdot \underbrace{\eta_{TC}}_{ТМ} \cdot \frac{\tau_{mk}}{\tau_{mn}} \cdot \frac{\tau_n}{\tau_{mk}} = \eta_{КУ} \cdot \eta_{ТМ} \cdot \tau_n(T_n), \quad (10)$$

$$\eta_{(THU+KEC)}^{ex} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \eta_{ТНУ}^{ex} \cdot \eta_n^{ex} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi \cdot \tau_n, \quad (11)$$

де τ_{mk}, τ_{mn} – фактор Карно при температурі відповідно T_{mk} , та T_{mn} .

Порівняння ексергетичних втрат та витрат енергії/ексергії в даних системах тепlopостачання проводилось за умови наступних даних:

- температура в опалювальному приміщенні: $t_n = 20^\circ\text{C}$;
- розрахункова температура на опалення: $t_p^o = -20^\circ\text{C}$;

- енергетичний ККД конденсаційної електростанції (коефіцієнт перетворення теплоти палива в електроенергію) $\eta_{КЕС} = 0,38$;
- коефіцієнт передачі електроенергії $\eta_{ЛЕП} = 0,95$;
- енергетичний ККД водогрійного котла при спалюванні природного газу $\eta_{KV} = 0,85$;
- ККД теплової мережі $\eta_{TM} = 0,95$.

З урахуванням вищенаведених даних та за (7) і (8) побудовано графічну залежність коефіцієнта первинного використання палива для системи опалення від опалювальної котельні та ТНУ. Низькотемпературним джерелом теплоти для теплового насоса виступало атмосферне повітря, а коефіцієнт втрат теплового насоса η_{TN} оцінювався в 0,5 (рис. 6).

Аналогічні графічні залежності було побудовано за (10) та (11) для значення ексергетичного ККД систем теплопостачання, що порівнюються (рис. 7).

На рис. 6 і 7 видно, що лінія 5 (яка відноситься до опалювальної котельні) поділяє поле графіка на дві характерні зони, в яких використання теплонасосної системи є більш або менш ефективним порівняно з варіантом використання опалювальної котельні. При низьких температурах атмосферного повітря система теплопостачання на базі ТНУ з електричним приводом буде використовувати більше первинної енергії, ніж опалювальна котельня. Цей небажаний результат виникає при від'ємних температурах. При цьому критична температура навколишнього середовища, що характеризує межу ефективного використання ТНУ, залежить від виду опалювальних приладів на температури теплоносія.

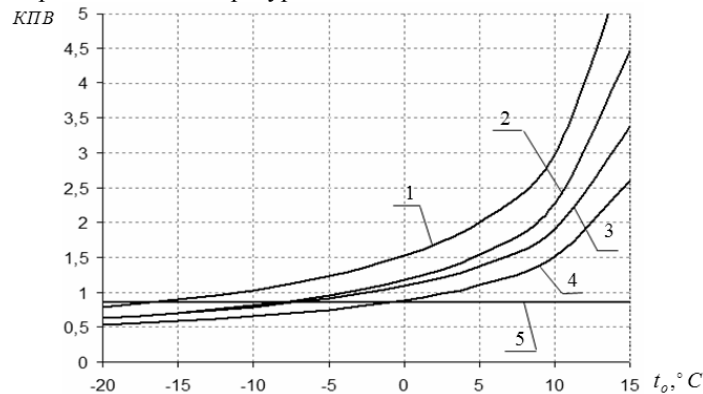


Рис.6. Коефіцієнт первинного використання теплонасосної системи та системи теплопостачання від опалювальної котельні:

- 1 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 40°C;
- 2 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 60°C;
- 3 – радіаторне 60°C; 4 – радіаторне 80°C; 5 – котельня

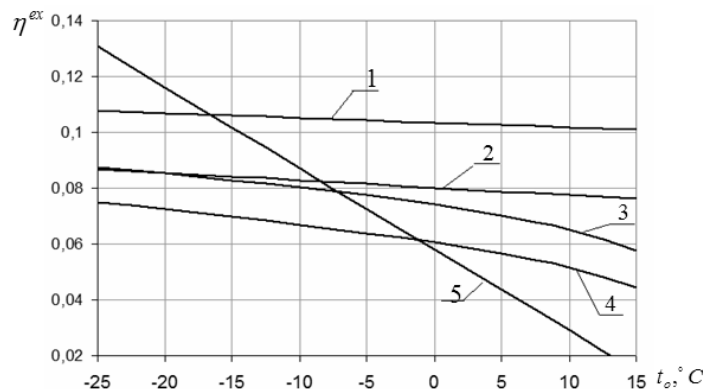


Рис. 7. Ексергетичний ККД системи теплопостачання «ТНУ+КЕС» та опалювальної котельні:

- 1 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 40°C;
- 2 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 60°C;
- 3 – радіаторне 60°C; 4 – радіаторне 80°C; 5 – котельня

Для підвищення ефективності використання теплонасосної системи опалення як холодне джерело доцільно використовувати повітря вентиляційних викидів споруд, які характеризуються постійною температурою, значно вищою, ніж температура навколишнього середовища. Графічна залежність ексергетичного ККД ТНУ та ОК при використанні як нижнього джерела для теплового насоса повітря вентиляційних викидів з температурою $t_x=16^\circ\text{C}$ та коефіцієнті втрат теплового насоса $\eta_{ТН} = 0,6$ показана на рис. 8. Як видно з рисунка, в даному випадку система тепlopостачання на базі ТНУ завжди буде використовувати менше первинної енергії на протипагу ОК.

Висновки

1. Доля ексергії в загальному тепловому потоці, який підводиться до опалювального приміщення, зростає при зменшенні температури навколишнього середовища і одночасно підвищується якість теплового потоку, проте величина долі ексергії невелика, тобто більша частина теплоти, яка передається в приміщення, складається з анергії. Цей висновок має велике практичне значення, адже дармову анергію ми можемо брати з навколишнього середовища у необмеженій кількості (тепловий насос).

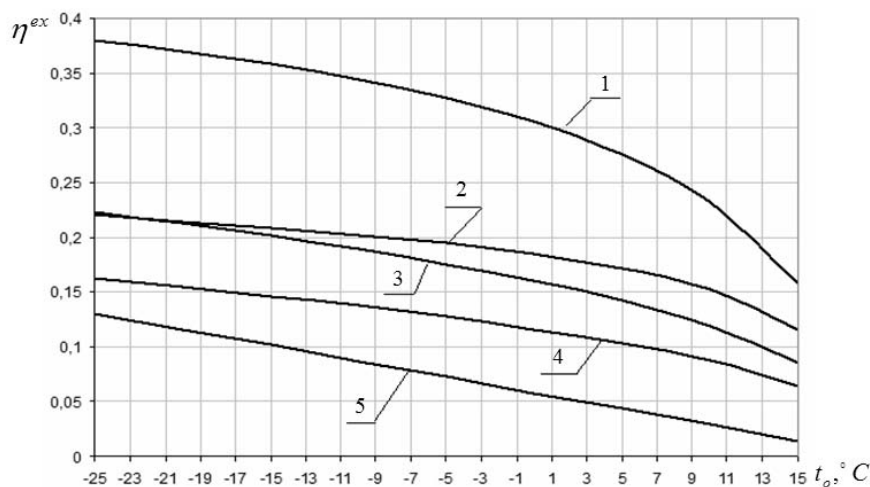


Рис 8. Ексергетичний ККД системи тепlopостачання «ТНУ+КЕС» (при $t_x=16^\circ\text{C}$) та опалювальної котельні:

- 1 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 40°C ;
- 2 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 60°C ;
- 3 – радіаторне 60°C ; 4 – радіаторне 80°C ; 5 – котельня

2. Встановлення низькотемпературних опалювальних приладів зменшує ексергетичні втрати при передачі теплоти від гріючого теплоносія до опалювального приміщення, проте доцільно лише у випадку зменшення ексергетичних втрат в джерелі корисної теплоти: виробництво теплової енергії теплонасосною установкою, когенерація.
3. Теплонасосна система опалення буде завжди споживати менше первинної енергії аніж система від опалювальної котельні у разі використання як низькотемпературне джерело теплоти для теплового насоса повітря вентиляційних викидів споруд.

Позначення

- Q – тепловий потік, Вт;
 E – ексергія;
 τ – фактор Карно;
 η – коефіцієнт корисного використання;
 N – електрична потужність, Вт;
 φ – коефіцієнт трансформації теплового насоса.

Індекси

- n – приміщення;
 o – навколишнє середовище;
 p – розрахункове;
 max – максимальне;
 t – теплоносій;

cp – середній;

ex – ексерегетичний

Скорочення

ККД – коефіцієнт корисного дії;

ТНУ – теплонасосна установка;

КПВ – коефіцієнт первинного використання палива;

КЕС – конденсаційна електростанція;

ОК – опалювальна котельня

Література

1. Анализ перспектив использования тепловых насосов в Украине. Васильев Г.П. Режим доступа – www.insolar.com.ua.
 2. Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. М: Энергия. 1979. – 359с.
 3. Low-exergy heating systems – when can they be profitable. Jan Szargut. Proceeding of 50 Executive Committee Meeting, International energy agency, energy Conversation in Buildings and Community systems Program, Krakow, November 7, 2001: pp. 75-80.
 4. Analysis of exergy losses in domestic heating systems. Janusz Skorek, Rafan Kruppa. Proceeding of 50 Executive Committee Meeting, International energy agency, energy Conversation in Buildings and Community systems Program, Krakow, November 7, 2001: pp. 81-89.
-