

Sistem de utilizare a surselor regenerabile pentru încălzirea unei clădiri rezidențiale. Metoda de evaluare a performanțelor energetice. Analiza energetică

System for the use of renewable sources for heating a residential building.
Method of assessing energy performance. Energy analysis

Prof. dr. ing. Florin Iordache¹, Drd. Ing. Mugurel Talpiga²

^{1,2}Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti
Facultatea de Inginerie a Instalatiilor
Bdul. Pache Protopopescu, 66, Romania
fliord@yahoo.com

Rezumat. În lucrare se prezintă un sistem neconvențional de utilizare a surselor regenerabile care face apel la două componente neconvenționale: bucla solară și pompa termică, ambele fiind cuplate astfel încât să apeleze numai la sursa – energie solară. Pompa de căldură ridică potențialul termic al puterii solare captate și îi mărește volumul cu o cotă relativ mică. S-a investigat energetic acest tip de sistem dat fiind că există posibilitatea prelungirii perioadei de utilizare a energiei solare de la perioada de tranziție spre perioada de iarnă. Se prezintă o descriere a sistemului propus și modelarea proceselor de transfer termic corespunzătoare. De asemenea se prezintă și procedura de lucru efectiv în investigarea performanțelor energetice pe un studiu de caz. Rezultatele obținute sunt prezentate tabelar și grafic și se fac comentarii asupra oportunității unor astfel de sisteme.

Cuvinte cheie: energie solara, pompa de caldura, surse regenerabile

Abstract. This paper presents an unconventional system using energy renewable sources, consisting from two unconventional components: the solar loop and the heat pump, both of which being coupled to use only the solar energy source. The heat pump raises the thermal potential of the captured solar power and increases its value with a relatively small proportion. This type of system has been investigated energetically if there is the possibility of prolonging the period of use of the solar energy from the transition period to the winter period. In this paper is a description of the proposed system and the corresponding heat transfer processes equation modeling. Also presented is the actual working procedure to investigate energy performance on a case study. The results obtained are graphical displayed but also listed in a table and comments are made on the sustainability of such systems.

Key words: solar energy, heat pump, renewable sources

1. Introducere

Utilizarea energiei solare și utilizarea energiei mediului exterior ambiental reprezintă două din cele mai uzitate soluții neconvenționale adoptate în cadrul rezolvării utilităților aferente clădirilor. În cadrul lucrării de față, energia solară este captată prin intermediul unui câmp de captatoare solare. Puterea termică astfel rezultată este ridicată ca nivel al potențialului termic și ca nivel al cantității prin intermediul unei pompe termice apă-apă și transmisă agentului termic utilizat în instalația de încălzire a clădirii deservite. Desigur, în cadrul sistemului sursă analizat, se află și o sursă de rezervă de tip clasic, o centrală termică. Pe lanțul puterilor termice menționate, sursa solară și pompa de căldură pot fi considerate înseriate și de asemenea în continuare centrala termică.

Instalația de încălzire a clădirii este dimensionată corespunzător unui nivel scăzut al temperaturilor agentului termic (încălzire de joasă temperatură de pardoseală) astfel încât să ofere posibilitatea valorificării în cat mai mare măsură a surselor regenerabile.

Obiectivul de baza al lucrării este de stabilire a unei metode de evaluare a performanțelor energetice a unui astfel de sistem și de prezentare a unei analize energetice pe un studiu de caz.

2. Descrierea sistemului sursă. Modelarea proceselor de transfer

Sistemul sursă se compune din 2 secțiuni distincte: secțiunea neconvențională și secțiunea convențională. Secțiunea neconvențională se compune din 2 componente: componenta solară și pompa de căldură. Componenta solară are la rândul ei formată din două echipamente termice și anume: suprafața de captare a energiei solare și schimbătorul de căldură imersat în rezervorul de acumulare 1. Componenta pompa de căldură cu compresie este alcătuită de asemenea din 2 echipamente termice de tip schimbătoare de căldură: vaporizatorul și condensatorul. Componenta convențională este alcătuită din centrala termică care alimentează un schimbător de căldură imersat în rezervorul de acumulare 2, în care se prepară agentul termic vehiculat în instalația de încălzire centrală a consumatorului. (fig.1).

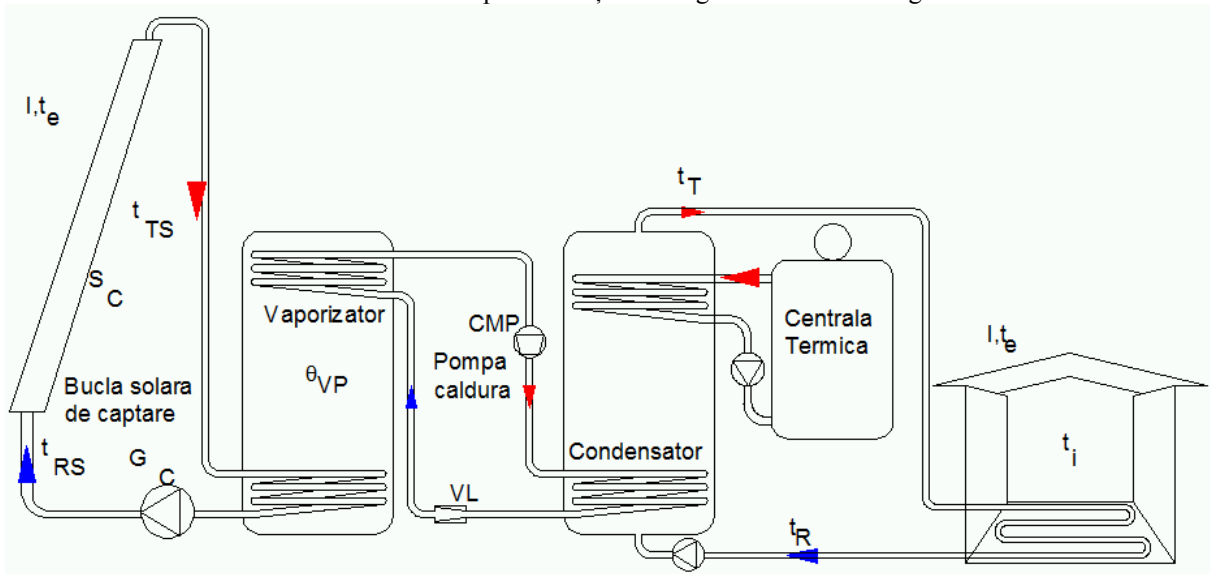


Fig. 1

Puterea termică captată de suprafața colectoarelor solare este livrată agentului termic din rezervorul de acumulare 1, de unde este preluat de vaporizatorul pompei termice și transferat mărit și la un potențial termic mai ridicat la condensatorul pompei de căldură în rezervorul de acumulare 2. În continuare puterea termică transmisă agentului termic din rezervorul de acumulare 2 de către secțiunea neconvențională este completată cu cota de putere suplimentară de către sistemul convențional până la atingerea puterii termice necesare instalației de încălzire a clădirii considerate la nivelul de temperatură conform graficului de reglaj termic calitativ (în acord cu temperatura exterioară).

Puterea termică captată de suprafața solară se poate exprima prin [3], [6]:

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_0] \quad (1)$$

Unde :

$$\beta_0 = \frac{t_{RS} - t_e}{I} \quad (2)$$

$$F_R = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_C) \quad (3)$$

$$E_C = \exp(-NTU_C) = \exp\left(-\frac{F \cdot k_C}{a \cdot \rho \cdot c}\right) \quad (4)$$

În continuare se poate exprima temperatura de retur din bucla solară în funcție de temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbătorului de căldură aferent buclei solare și relațiile (1) și (2) iau formele :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R^B \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_B] \quad (5)$$

Unde :

$$\beta_B = \frac{\theta_{VP} - t_e}{I} \quad (6)$$

$$F_R^B = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_{CS}) \quad (7)$$

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S} \text{ unde:} \quad (8)$$

$$E_S = \exp(-NTU_S) = \exp\left(-\frac{k_S}{a \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{S_S}{S_C}\right)$$

Mergând pe aceeași linie logică s-a exprimat temperatura medie a agentului termic pe secundarul schimbătorului de căldură solar în funcție de temperatura agentului termic la ieșirea din instalația de încălzire a clădirii. Sigur că pentru a realiza acest lucru s-a trecut prin pompa de căldură care a contribuit atât la creșterea puterii termice transferate de la vaporizatorul ei aflat imersat în rezervorul de acumulare 1 la puterea termică la condensator care se află imersat în rezervorul de acumulare 2. Relația de legătură între temperaturile medii ale agenților termici pe circuitele secundare ale vaporizatorului și condensatorului pompei de căldură este [4], [5]:

$$\theta_{VP} = A \cdot \theta_{CD} + B \quad (9)$$

Unde :

$$A = \left(1 - \frac{0.7}{COP_{CD}}\right) \quad (10)$$

$$B = \left[2 \cdot \Delta t - (273.15 + \Delta t) \cdot \frac{0.7}{COP_{CD}}\right]$$

Temperatura θ_{CD} este o temperatura medie a agentului termic din instalația de încălzire asociată condensatorului pompei de căldură. Și la fel în continuare s-a căutat exprimarea acestei temperaturi în funcție de temperatura de retur din instalația de încălzire a clădirii, ținându-se seama de faptul că secțiunea neconvențională a sursei acoperă doar o cotă parte din necesarul de căldură al clădirii G_{AE} . Rezultă în final:

Sistem de utilizare a surselor regenerabile pentru încălzirea unei clădiri rezidențiale.
Metoda de evaluare a performanțelor energetice. Analiza energetică

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R^{BC} \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_{BC}] \quad (11)$$

Unde :

$$\beta_{BC} = \frac{t_R^* - t_e}{I} \quad (12)$$

$$F_R^{BC} = \left(\frac{1}{F_R^C} + \frac{1}{F_R^B} \right)^{-1} \quad (13)$$

Iar :

$$t_R^* = A \cdot t_R + B \quad (14)$$

$$F_R^C = 2 \cdot \frac{H}{S_C \cdot k_C} \cdot \frac{(t_{i0} - t_{e0})}{(t_{T0} - t_{R0})} \quad (15)$$

Puterea termică necesară a consumatorului se stabilește cu :

$$P_{INC} = H \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (16)$$

Dat fiind că puterea termică pompată de către condensatorul pompei de căldură este o sumă între puterea termică captată de instalația solară și o cotă parte din puterea electrică absorbită de către motorul compresorului, procedura de lucru ar trebui să înceapă de la identificarea puterii termice nominale la condensatorul pompei de căldură, P_{CD} . Asta presupune totodată și adoptarea unui anumit grad de acoperire energetică, G_{AE} , ridicat pentru o temperatură exterioară dată (de exemplu $t_e = 0^\circ\text{C}$ sau -5°C , pentru care sunt valori superioare ale temperaturilor exterioare în 75% sau respectiv 93% din durata sezonului rece al anului). Gradul de acoperire energetică, G_{AE} se stabilește pe baza puterii termice nominale la condensatorul pompei de căldură:

$$G_{AE} = P_{CD} / P_{INC} \quad (17)$$

În continuare se stabilește temperatura la vaporizator θ_{VP} , puterea termică extrasă la vaporizatorul pompei termice P_{VP} (care este aceeași cu puterea solară captată, P_{CS}), puterea electrică P_{EL} și coeficientul de performanță al pompei de căldură COP_{CD} . Puterea furnizată de centrala termică, P_{CT} , s-a considerat ca fiind diferența până la puterea termică necesară a clădirii.

Concret, procedura practică de lucru presupune următorii pași:

a. Se stabilesc temperaturile de reglaj termic calitativ ale instalației de încălzire centrală a clădirii cu:

$$\begin{aligned}
 t_T &= \frac{t_{T0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_{i0} - \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} t_e \\
 t_R &= \frac{t_{R0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_{i0} - \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} t_e
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

b. Se stabilește temperatura medie din rezervorul de acumulare 1 cu:

$$\theta_{VP} = \frac{a \cdot b \cdot t_E + \left(\Delta t + \frac{F_R^B}{F_R^C} \cdot t_E - 273.15 \right) \cdot P_{CD}}{a \cdot b + \left(1 + \frac{F_R^B}{F_R^C} \right) \cdot P_{CD}}$$

unde:

$$\tag{19}$$

$$a = t_R + 273.15 + \Delta t;$$

$$b = k_C \cdot S_C \cdot F_R^B;$$

c. Se stabilește puterea termică absorbită la vaporizatorul pompei termice cu:

$$P_{VP} = k_C \cdot S_C \cdot F_R^B \cdot (t_E - \theta_{VP}) \tag{20}$$

. Se stabilește coeficientul de performanță al pompei termice, COP_{CD} :

$$COP_{CD} = \frac{0,7 \cdot P_{CD}}{P_{CD} - P_{VP}} \tag{21}$$

e. Se calculează parametrul termic t_{ro}^* cu:

$$t_R^* = A \cdot t_R + B$$

unde:

$$A = \left(1 - \frac{0,7}{COP_{CD}} \right) \tag{22}$$

$$B = \left[2 \cdot \Delta t - (273.15 + \Delta t) \cdot \frac{0,7}{COP_{CD}} \right]$$

f. Se stabilește factorul de corecție F_R^{BC} și randamentul η de lucru al suprafeței de captare solară.

g. Se stabilește puterea electrică absorbită de motorul compresorului pompei termice, P_{EL} :

Sistem de utilizare a surselor regenerabile pentru încălzirea unei clădiri rezidențiale.
Metoda de evaluare a performanțelor energetice. Analiza energetică

$$P_{EL} = \frac{P_{CD} - P_{VP}}{0.7} \quad (23)$$

S-a considerat ca randamentul compresorului este, după cum se vede, 0,7.

3. Studiu de caz. Analiza energetică

Pentru evaluarea necesarului de căldură al spațiului interior al clădirii, s-a definit clădirea prin factorul de cuplaj termic complex al clădirii H, care cuprinde în el: suprafața anvelopei termice a clădirii, rezistența termică medie a anvelopei clădirii, numărul de schimburi de aer cu mediul exterior și volumul spațiului climatizat. Pentru evaluarea efectivă a necesarului de căldură s-a utilizat o procedură conformă cu metodologia de evaluare a performanțelor energetice ale clădirilor, Mc001. Temperatura exterioară de echilibru, t_{ee} , este o temperatură elaborată în ipoteza neutilizării instalației de încălzire, concomitent cu realizarea unei temperaturi interioare normate pe perioada sezonului rece al anului, t_{i0} . Pentru intensitatea radiației solare utile în evaluarea aporturilor exterioare de căldură în perioada sezonului cald atât pe plan vertical (diverse orientări) și pe plan orizontal s-a utilizat Mc001, iar pentru stabilirea temperaturilor exterioare medii lunare s-a utilizat SR 4839/1997. Astfel s-a considerat o clădire rezidențială colectivă având 16 apartamente de 3 camere caracterizată de o valoare $H = 2288 \text{ W/K}$. Sezonul rece al anului s-a considerat compus din 5 perioade (lunile noiembrie, decembrie, ianuarie, februarie și martie însumând 151 zile). Pentru aceste 5 perioade ale sezonului rece s-au stabilit temperaturile exterioare, t_e , și s-au calculat temperaturile exterioare de echilibru t_{ee} .

Suplimentar a mai fost necesar a se stabili suprafața de captare a energiei solare și unghiul de înclinare al acestora, orientarea fiind spre sud. Unghiul de înclinare al captatorilor solari a fost considerat 45° și pentru aceasta înclinare s-au stabilit intensitățile globale ale radiației solare. În tabelul 1 se prezintă sintetic câteva din datele de baza aferente clădirii și instalației solare. Suprafața de captare solară a fost considerată de 400 m^2 , captatoarele solare fiind caracterizate de următorii parametrii: $F' = 0.9$, $\alpha = 0,9$, $\tau = 0,8$, $kC = 3,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Tabel 1

	zi	W/m2	oC	oC
luna	Nr zile	I 45 S	te	tee
noi	30	98,37	5,99	14,04
dec	31	38,25	0	14,30
ian	31	54,9	-2,15	14,39
feb	28	81,24	0,34	14,28
mar	31	115,47	5,61	14,06
Total	151			

Așa cum s-a menționat, conform procedurii de lucru prezentate succint, puterea termică livrată de către condensatorul pompei de căldură s-a propus astfel încât temperatura rezultată la vaporizatorul pompei de căldură să scadă până la cca. 5° C. Cu aceasta condiție au fost stabilite valorile puterilor electrice absorbite de pompa de căldură cu compresie în fiecare din lunile sezonului rece considerat. Sigur din analiza energetică ce va fi prezentată în continuare.

În tabelul 2 se prezintă sintetic rezultatele obținute. Puterea termică captată de bucla solară, Pcs, este egală cu puterea termică absorbită la vaporizatorul pompei termice, Pvp. La aceasta se adaugă o cotă parte (70% în cazul prezentării de față) din puterea electrică absorbită din rețea de motorul compresorului, Pel și formează puterea termică livrată la compresorul pompei termice, Pcd, care reprezintă o cotă parte din puterea termică necesară spațiilor încălzite ale consumatorului, Pinc. În tabelul 2 alături de puteri se prezintă situația lunară a energiilor rezultate pe baza acestor puteri.

Tabel 2

	kW	kW	kW	kW	MWh	MWh	MWh		
luna	Pinc	Pvp	Pel	Pct	Einc	Evp	Eel +	Gae vp	Gae el
noi	18,43	13,457	2,20	3,81	13,27	9,69	4,33	73,03	29,36
dec	32,71	2,243	0,37	33,57	24,34	1,67	25,25	6,86	93,36
ian	37,84	3,134	0,52	38,16	28,16	2,33	28,78	8,28	91,99
feb	31,90	8,053	1,35	25,45	21,44	5,41	18,01	25,24	75,60
mar	19,33	15,253	2,49	2,59	14,38	11,35	3,78	78,90	23,67
Total					101,58	30,45	80,15	29,97	71,01

O imagine mai clară o avem din reprezentarea grafică a valorilor prezentate în tabelul 2.

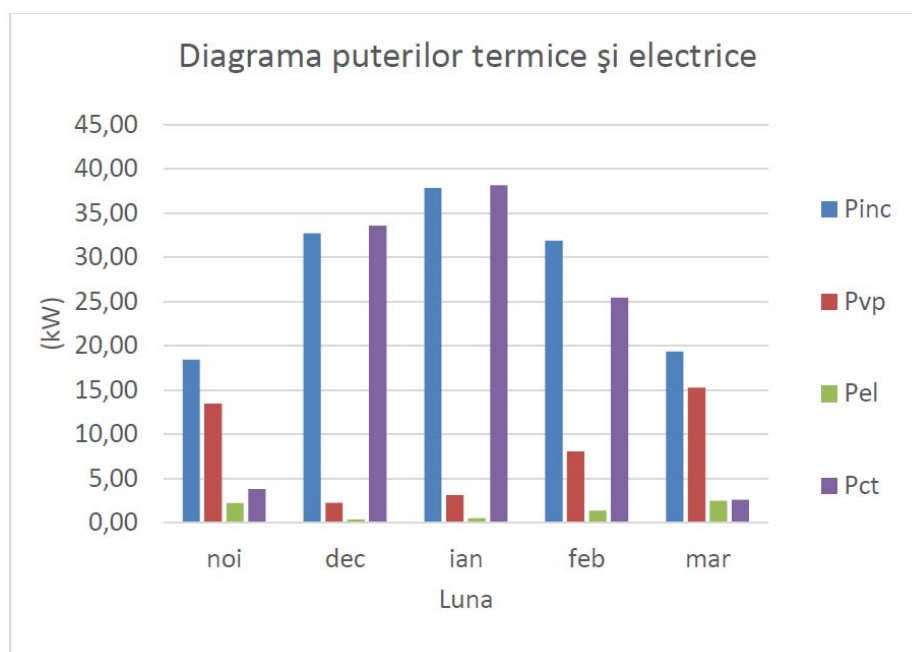


Fig. 2

Sistem de utilizare a surselor regenerabile pentru încălzirea unei clădiri rezidențiale.
Metoda de evaluare a performanțelor energetice. Analiza energetică

În fig. 2 se prezintă o diagramă a puterilor termice și electrice. După cum se observă o contribuție mai apreciabilă a secțiunii neconvenționale se regăsește în lunile noiembrie și martie și oarecum și în luna februarie. Sursa clasică este absolut necesară.

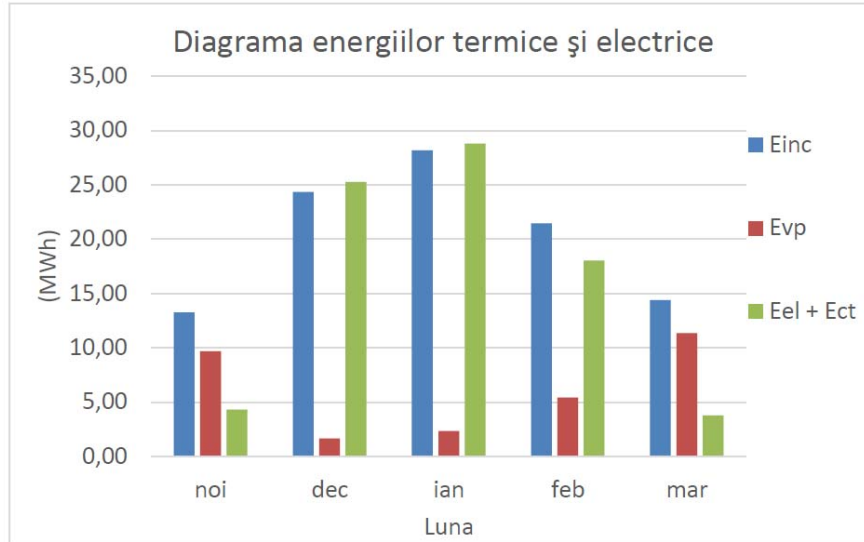


Fig. 3

În fig. 3 se prezintă diagrama energiilor termice și electrice rezultate pentru fiecare din cele 5 luni menționate. Înțelegem faptul că energia termică consumată de centrala termică este cu cca. 10% mai mare decât cea strict necesară datorită randamentului de lucru al centralei. La fel, energia electrică utilizată de compresorul pompei termice este cu cca. 40% mai mare decât cea strict regăsită la condensatorul pompei termice.

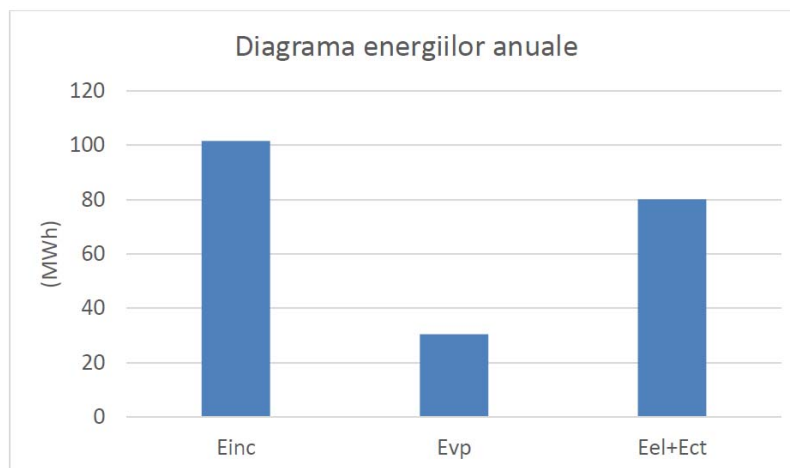


Fig. 4

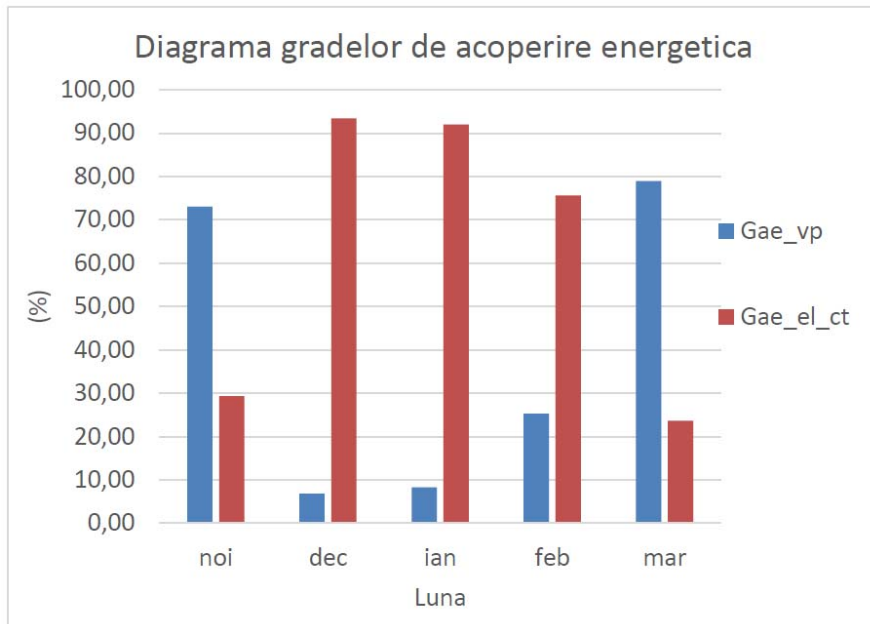


Fig. 5

Din fig. 5 se observă că în lunile noiembrie și martie gradul de acoperire energetică din surse regenerabile este strict mai mare decât cel corespunzător surselor clasice, iar în lunile din mijlocul sezonului rece situația este complet inversă.

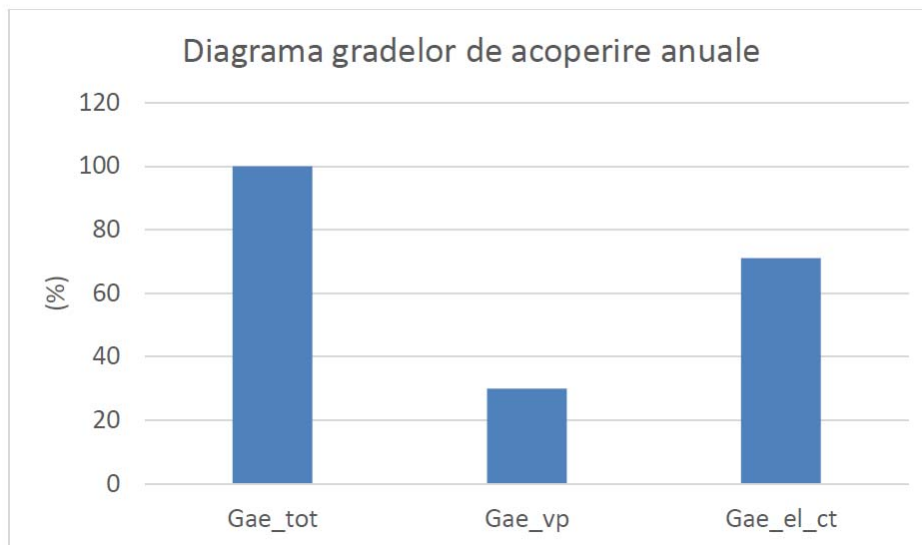


Fig. 6

Un bilanț pe întreg anul ne conduce la un grad de acoperire energetică de cca. 30% din surse regenerabile și cca. 70% din surse clasice.

4. Concluzii

Sistemul neconvențional de utilizare a surselor regenerabile prezentat face apel

la două componente neconvenționale: bucla solară și pompa termică, ambele fiind cuplate astfel încât să apeleze numai la sursa – energia solară. Pompa de căldură ridică potențialul termic al puterii solare captate și îi mărește volumul cu o cotă relativ mică. S-a investigat energetic acest tip de sistem dat fiind faptul că există posibilitatea prelungirii perioadei de utilizare a energiei solare de la perioada de tranziție spre perioada de iarnă. Rezultatele obținute, de cca. 30% acoperire energetică sunt realizate în ipoteza unor captatoare solare obișnuite, însă, rezultate superioare sunt ușor de prevăzut în cazul unor captatoare solare performante caracterizate de valori de cca. $2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, pentru coeficientul global de transfer termic. Puterea consumată de centrala termică ține seama de randamentul centralei termice care a fost considerat 90%. Randamentul de lucru al suprafeței de captare a oscilat în perioada sezonului rece între 10% în mijlocul perioadei reci și 35% în perioada de tranziție. Coeficientul de performanță al pompei termice a luat valori de cca. 6...7. Considerăm de asemenea că locația clădirii are o importanță foarte mare asupra rentabilității acestui tip de sistem.

Lista de Notății

- t_T – temperatura de intrare a agentului termic în instalația de încălzire a clădirii, °C;
- t_{T0} – temperatura de intrare de calcul, a agentului termic în instalația de încălzire a clădirii, °C;
- t_R – temperatura de ieșire a agentului termic din instalația de încălzire a clădirii, °C;
- t_{R0} – temperatura de ieșire de calcul a agentului termic din instalația de încălzire a clădirii, °C;
- θ_{VP} - temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbătorului de căldură aferent buclei solare, °C;
- t_{RS} - temperatura de retur din bucla solară, °C;
- t_e – temperatura exterioară, °C;
- t_{e0} – temperatura exterioară de calcul, °C;
- t_{ee} – temperatura exterioară de echilibru, °C;
- t_{i0} – temperatura interioară de calcul în sezonul rece al anului, °C;
- t_E – temperatura echivalentă – temperatura maximă realizabilă pe placa absorbantă a captatorilor solari °C;
- Δt – diferența medie de temperatură la vaporizatorul și la schimbătorul pompei termice, K;
- I – intensitatea radiației solare, W/m^2 ;
- S_C – suprafața de captare solară, m^2 ;
- S_S – suprafața schimbătorului de căldură al buclei solare, m^2 ;
- k_C – coeficientul global de transfer termic al captatoarelor solare, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$;
- k_S – coeficientul global de transfer termic al schimbătorului de căldură al buclei solare, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$;
- H – factorul de cuplaj termic complex al clădirii (capacitatea de transfer termic a clădirii), W/K ;
- a – debitul specific de agent termic în bucla solară, $\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{m}^2$;

- ρ - densitatea agentului termic, kg/m^3 ;
- c – căldură specifică masică a agentului termic, J/kg.K ;
- F' - factorul de corecție al fluxului termic captat, conform tip captator solar, -;
- α - coeficientul de absorbție al radiației solare pe placa plană absorbantă a captatoarelor solare, -;
- τ - coeficientul de transparență al elementului vitrat al captatoarelor solare, -;
- NTU_C – numărul de unități de transfer termic aferent suprafeței de captare solară, -;
- NTU_S – numărul de unități de transfer termic aferent schimbătorului de căldură al buclei solare, -;
- E_C – modulul termic aferent suprafeței de captare solară, -;
- E_S – modulul termic aferent schimbătorului de căldură al buclei solare, -;
- E_{CS} – modulul termic aferent buclei solare în ansamblu, -;
- β_0 – raportul parametrilor termici aferenți suprafeței de captare, care implică temperatura de retur din bucla solară, $\text{m}^2.\text{K/W}$;
- β_B – raportul parametrilor termici aferenți buclei de captare, care implică temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbătorului de căldură aferent buclei solare, $\text{m}^2.\text{K/W}$;
- β_{BC} – raportul parametrilor termici aferenți sistemului buclă de captare consumator, care implică o formă corectată a temperaturii de ieșire a agentului termic din instalația de încălzire centrală a clădirii, $\text{m}^2.\text{K/W}$;
- η - randamentul de captare a energiei solare, -;
- F_R – factor de corecție flux termic captat corelat cu β_0 , -;
- F_R^B – factor de corecție flux termic captat corelat cu β_B , -;
- F_R^C – factor de corecție aferent consumatorului, -;
- F_R^{BC} – factor de corecție flux termic captat corelat cu β_{BC} , -;
- COP_{CD} – coeficientul de performanță al pompei de căldură, -;
- G_{AE} – grad de acoperire energetică, -;
- Nr.zile – număr zile, zi;
- $P_{\text{écs}}$ – puterea termică captată de instalația solară, kW;
- P_{INC} – puterea termică a instalației de încălzire a clădirii, kW;
- $P_{VP} = P_{CS}$ – puterea termică absorbită la vaporizatorul pompei termice, kW;
- P_{CD} – puterea termică cedată la condensatorul pompei termice, kW;
- P_{el} – puterea electrică absorbită de motorul compresorului pompei termice, kW;
- P_{ct} – puterea termică consumată de centrala termică, kW;
- E_{inc} – energia termică necesară clădirii pentru încălzire, MWh;
- E_{vp} – energia termică absorbită la vaporizatorul pompei termice, MWh;
- E_{el} – energia electrică absorbită din rețea de pompa termică, MWh;
- E_{ct} – energia termică consumată de centrala termică, MWh;
- G_{ae_vp} – grad de acoperire energetică realizat de către secțiunea neconvențională, -;
- $G_{ae_el_ct}$ – grad de acoperire energetică realizat de către sursele clasice de energie (motorul compresorului pompei termice și centrală termică), -;

Bibliografie

1. SR 4839/1997 – Instalații de încălzire – Numărul anual de grade zile;
2. Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor - Mc001/2006;
3. Energetica echipamentelor și sistemelor termice din instalații – Florin Iordache - Editura Conspreess, Bucuresti, 2010;
4. Echipamente și sisteme termice. Metode de evaluare energetică și funcțională – Florin Iordache – editura Matrixrom, București 2017, (pag 99-113 - Sistem sursă cu captatoare solare și pompă de căldură – Florin Iordache, Mugurel Talpiga);
5. Modelare funcțională și energetică a unui sistem compus din pompă de căldură, instalație de încălzire centrală și clădire - Florin Iordache, Mugurel Talpiga – Revista Română de Inginerie Civilă – editura Matrixrom 2018 (în curs de publicare);
6. Solar Engineering of Termal Processes – John A. Duffie, William A. Beckman – John Wiley & Sons, Inc.2006;