

# Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară

Dynamic thermal behavior of an active hot water preparation system using solar energy

drd. ing. Alexandru Drăghici, prof. dr. ing. Florin Iordache

Universitatea Tehnică de Construcții București  
Bd. Lacul Tei nr. 122 - 124, cod 020396, Sector 2, București, România  
E-mail: draghicialalexandru23@yahoo.com, fliord@yahoo.com

**Rezumat.** *Lucrarea are ca obiectiv modelarea și simularea comportamentului termic dinamic al unui sistem neconvențional ce utilizează energie solară pentru alimentarea unui consumator de apă caldă menajeră. Sistemul este compus dintr-un rezervor de acumulare și o buclă solară, care conține suprafața de captare a energiei solare și schimbătorul de căldură imersat în rezervor. Suplimentar, sistemul include o vană cu trei căi și o conductă de ocolire a rezervorului, în vederea reglării temperaturii apei calde furnizate la consumator. În final, se urmărește optimizarea constructivă a sistemului neconvențional.*

**Cuvinte cheie:** colector solar, rezervor de acumulare, grad de acoperire energetică

**Abstract.** *The main objective of this paper is to model and simulate the dynamic thermal behavior of an unconventional system that uses solar energy for supplying a domestic hot water consumer. The system is composed of a water tank and a solar loop, containing the solar energy collecting surface and a heat exchanger sunk in the tank. Moreover, the system includes a three way valve and a pipe which bypasses the water tank, with the purpose of controlling the temperature of the delivered hot water. Finally, the constructional optimization of the unconventional system is targeted.*

**Key words:** solar collector, water tank, covered demand rate

## 1. Introducere

Disponibilitatea ridicată în timp și spațiu, precum și caracterul nepoluant al energiei solare au făcut ca utilizarea ei să fie extrem de promovată în prezent, în vederea satisfacerii cerințelor de confort aferente factorului uman [1, 2].

Totuși, această soluție prezintă o serie de inconveniente destul de importante [2]. În cazul sistemelor care folosesc energia solară pentru prepararea apei calde, se poate afirma că:

- este necesar un spațiu de stocare a energiei termice captate pe durata zilei, astfel încât consumul de căldură să poată avea loc și în absența radiației solare;
- randamentul de funcționare al acestor sisteme este unul destul de scăzut;
- în multe situații, necesarul termic al consumatorului nu poate fi asigurat integral cu ajutorul căldurii captate de la Soare, ceea ce duce la necesitatea cuplării sistemului la o sursă auxiliară de energie (centrală termică, cel mai adesea).

Diverse studii au dus, în decursul timpului, la elaborarea unor lucrări care vizează multiplele posibilități de optimizare a sistemelor termice solare.

În anul 2015, A. Allouhi et al. au studiat variația temperaturilor aferente unor astfel de sisteme pe durata unor zile reprezentative din februarie, respectiv iulie, pentru mai multe tipuri de colectoare solare [3].

Rezultatele cercetării lui H. Sheng Xue, publicate din 2016, includ un grafic ce ilustrează dependența randamentului unui sistem clasic de colectare cu tuburi vidate, folosit la prepararea apei calde, față de raportul dintre volumul de stocare al rezervorului aferent și aria suprafeței colectoare [4].

Ulterior, în cadrul unui studiu din 2018, Fang Guo et al. își propun să determine valorile optime ale acestui raport, pentru cazul unei aplicații de încălzire a unui spațiu locuit [5].

În acest context, prezenta lucrare are drept obiectiv evaluarea efectelor date de mărimea ariei specifice a suprafeței de captare, respectiv a volumului specific de stocare asupra performanțelor unui sistem cu acumulare, ce utilizează energia solară pentru a prepara apă caldă de consum. Sistemul funcționează pe durata unei zile de vară, într-un oraș din sudul României. Principalii parametri vizați sunt temperatura apei din rezervorul de acumulare și gradul de acoperire a necesarului energetic aferent consumatorului.

## 2. Descrierea sistemului

În Fig. 1 este prezentată o schemă a sistemului termic solar studiat [6, 7]. Radiația provenită de la Soare este incidentă pe suprafața captatorului, încălzind apa de la interiorul acestuia de la valoarea temperaturii de retur,  $t_R$ , la cea a temperaturii de tur,  $t_T$ . Energia termică primită astfel este cedată apei din rezervor prin intermediul unei serpentine schimbătoare de căldură, de suprafață  $S_S$ . Agentul termic din bucla de captare este vehiculat cu ajutorul pompei  $P_C$ , protejate prin clapeta de sens  $CS$  de efectul unei eventuale circulații de sens contrar. Se presupune că rezervorul este izolat termic de mediul ambiant. Totuși, pe durata orelor cu radiație solară de intensitate redusă sau chiar nulă, este posibilă apariția unei tendințe de transfer termic în sensul contrar celui dorit: apa din rezervor tinde să cedeze căldura acumulată, prin serpentină, către colectorul solar, aflat la o temperatură insuficient de ridicată. În astfel de cazuri, se comandă oprirea pompei, urmată de acționarea robinetului de închidere,  $RI$ . Astfel, transferul termic către exterior este estompat prin anularea debitului  $G$ .

Pe durata orelor de consum, în rezervor este introdusă apă rece, de temperatură  $t_0$ , care este încălzită până la valoarea  $\theta$ . În cazul în care temperatura apei la ieșirea din rezervor are o valoare cel mult egală cu cea normată, debitul vehiculat prin conducta

Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară de ocolire,  $G_{cb}$ , este nul (întregul debit de consum trece prin rezervor:  $G_{cr} = G_c$ ). Pentru cazurile în care  $\theta$  depășește valoarea cerută de consumator, se realizează, prin vana cu trei căi V3C, un amestec de debite cu temperaturi diferite:  $G_{cb} > 0$ ,  $G_{cr} < G_c$ .

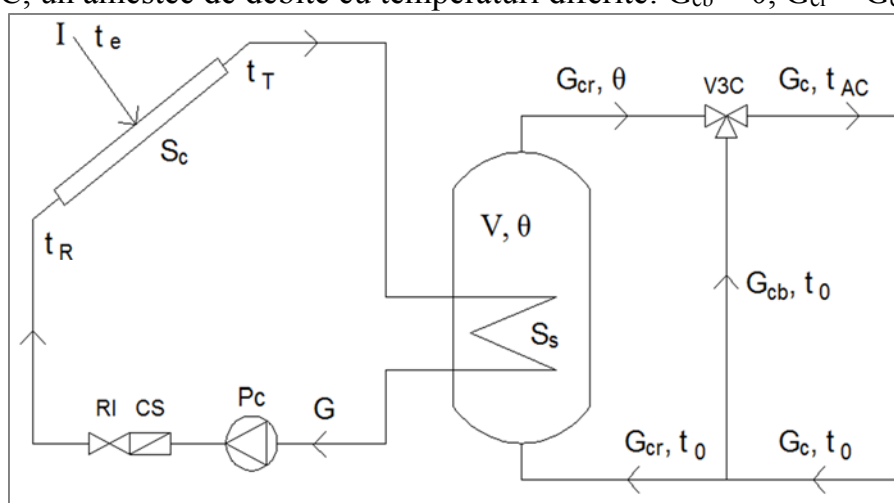


Fig. 1. Sistem termic format din colector solar, rezervor de acumulare cu schimbător de căldură înglobat și buclă de reglare a temperaturii obținute

### 3. Modelarea proceselor de transfer termic aferente sistemului. Ipoteze de calcul

Datele meteorologice considerate sunt caracteristice unei zile din luna iulie, pentru un oraș din sudul României. Panoul solar este plasat cu fața către sud, fiind înclinat la  $30^\circ$  față de planul solului.

Se consideră că debitul de apă caldă consumat este:  $g_{cons,zi} = 70 \text{ L}/(\text{pers.zi})$ .

Inițial, se studiază cazul repartiției orare uniforme a acestui necesar zilnic, determinându-se consumul orar mediu:  $g_{cons,or} = g_{cons,zi} / 24 = 2.92 \text{ L}/(\text{pers.oră})$ .

În cel de-al doilea scenariu, apa din rezervor este consumată doar în intervalele orare 6-9, 18-22. Astfel, primul interval este caracterizat de  $g_{cons,or1} = 7 \text{ L}/(\text{pers.oră})$  iar cel de-al doilea interval, de  $g_{cons,or2} = 12.25 \text{ L}/(\text{pers.oră})$ .

Pentru simplificarea calculelor, se adoptă ipoteza distribuției uniforme a apei la interiorul rezervorului. Astfel, la un moment dat, întregul volum de apă din rezervor este caracterizat de o singură valoare a temperaturii,  $\theta$  (se cunoaște faptul că, în realitate, apa din rezervor are o distribuție stratificată).

Se mai consideră că rezervorul este alimentat doar pe durata orelor de consum, cu apă la temperatura constantă  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  și că debitul de apă consumat din rezervor este întotdeauna egal cu cel introdus.

De asemenea, se admite că, indiferent de temperatura considerată, densitatea și căldura specifică a apei se mențin la valorile:  $\rho_w = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$  și  $c_w = 4186 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ .

Pierderile termice prin mantaua rezervorului, respectiv prin pereții conductelor sunt neglijate.

Parametrii meteorologici considerați													
Ora	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$t_e$ [°C]	21.0	20.0	18.9	17.8	16.8	17.2	18.0	19.0	20.2	21.3	22.4	23.4	24.1
$I$ [W/m <sup>2</sup> ]	0	0	0	0	0	20	83	197	359	462	624	712	693
Ora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
$t_e$ [°C]	24.8	25.0	25.2	25.1	24.5	23.7	22.8	21.7	20.7	19.6	18.5	17.5	
$I$ [W/m <sup>2</sup> ]	808	571	589	401	179	82	3	0	0	0	0	0	

Se propun valorile:  $a = 1.389 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;  $k_C = 3 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$ ;

$k_S = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$ ;  $S_S/S_C = 0.1$ ;  $\alpha = 0.9$ ;  $\tau_{tr} = 0.9$ ;  $F' = 0.9$ .

Variația parametrilor meteorologici, precum și acumularea de căldură în rezervor conferă un caracter nestaționar proceselor de transfer termic aferente sistemului. Conform [6], bilanțul termic al sistemului se poate scrie:

$$G \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_T - t_R) + G_c \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_0 - \theta) = V \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \frac{d\theta}{d\tau} \quad (1)$$

în care:

$$t_T - t_R = (1 - E_{CS}) \cdot (t_E - \theta) \quad (2)$$

$$t_E = \frac{\alpha \cdot \tau_{tr} \cdot I + t_e}{k_C} \quad (3)$$

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S}; E_C = e^{-NTU_C}, E_S = e^{-NTU_S} \quad (4)$$

$$NTU_C = \frac{F' \cdot k_C \cdot S_C}{G \cdot \rho_w \cdot c_w} = \frac{F' \cdot k_C}{a \cdot \rho_w \cdot c_w}; a = \frac{G}{S_C} \quad (5)$$

$$NTU_S = \frac{k_S \cdot S_S}{G \cdot \rho_w \cdot c_w} = \frac{k_S}{a \cdot \rho_w \cdot c_w} \cdot \frac{S_S}{S_C} \quad (6)$$

Ecuția diferențială (1) se reduce la:

$$\frac{d\theta}{d\tau} = -\frac{1}{C_T} \cdot \theta + \frac{1}{C_T} \cdot t^* \quad (7)$$

în care:

$$C_T = \frac{V \cdot \rho_w \cdot c_w}{G \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (1 - E_{CS}) + G_c \cdot \rho_w \cdot c_w} = \frac{V}{G \cdot (1 - E_{CS}) + G_c} \quad (8)$$

$$t^* = \frac{G \cdot (1 - E_{CS}) \cdot t_E + G_c \cdot t_0}{G \cdot (1 - E_{CS}) + G_c} \quad (9)$$

Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară

Considerându-se variația orară a debitului de consum după modelul menționat, se dau următoarele relații între mărimile extensive și cele specifice:

$$G_c = g_{cons,or(1,2)} \cdot N_p ; \frac{S_c}{N_p} = s_c ; \frac{V}{S_c} = v \quad (10)$$

#### 4. Rezolvarea numerică aferentă modelului de simulare a funcționării sistemului

În ipoteza că  $t^*$  este caracterizată de o valoare medie constantă pentru fiecare interval orar (practic, este neglijată variația în timp real a acestui factor), soluția ecuației (1) are forma:

$$\theta_j = E_{j-1} \cdot \theta_{j-1} + (1 - E_{j-1}) \cdot t_{j-1,j}^* \quad (11)$$

în care indicii  $j - 1, j$  marchează valori determinate pentru două momente de timp succesive. În cadrul acestui model, se consideră un moment pentru fiecare oră din zi.

$$E = e^{(-\Delta\tau/C_T)} \quad (12)$$

Intervalul de timp cuprins între două momente succesive s-a notat cu  $\Delta\tau = 1$  h.

$$t_{j-1,j}^* = 0.5 \cdot (t_{j-1}^* + t_j^*) \quad (13)$$

Calculul demarează odată cu setarea unei valori inițiale pentru temperatura apei din rezervor,  $\theta_0$ . În această lucrare, pentru toate cazurile studiate, se alege o valoare  $\theta_0$  arbitrară, care urmează a fi corectată printr-o procedură de calcul iterativ (valoarea  $\theta$  finală pentru iterația curentă,  $i$ , este preluată ca valoare inițială aferentă iterației următoare,  $i+1$ ):  $\theta_{24}^{(i)} = \theta_0^{(i+1)}$ , până când se ajunge, în cadrul aceluiași pas de calcul, la egalitatea  $\theta_{24} = \theta_0$ . Această situație corespunde unui regim stabilizat de temperatură a apei din rezervor (variația diurnă  $\theta$  se păstrează pe durata unui șir de zile, dacă, în fiecare zi, variația parametrilor I și  $t_e$  este cea dată în capitolul 3).

Se consideră că, în orice moment, apa caldă trebuie să ajungă la consumator cu temperatura  $t_{AC,cerut} = 55$  °C. Pe intervalele de timp în care  $\theta < t_{AC,cerut}$ , apa livrată de sistemul termic solar poate fi trecută printr-un schimbător de căldură suplimentar, pentru a fi încălzită până la valoarea dorită.

Dacă, în schimb, există consum și  $\theta > t_{AC,cerut}$ , debitul de apă rece intrat în sistem se împarte între rezervor și conducta de by-pass, cu ajutorul V3C. Procesul de repartiție a debitelor este descris de ecuația de continuitate, după cum urmează:

$$G_c = G_{cb} + G_{cr} \quad (14)$$

În consecință, fluxul de căldură evacuat din rezervor se reduce de la valoarea  $G_c \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \theta$  la  $G_{cr} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \theta$ . Scriind ecuația de conservare a energiei (principiul I al termodinamicii) în jurul V3C, în unitatea de timp, rezultă că:

$$G_c \cdot t_{AC,obt} = G_{cr} \cdot \theta + G_{cb} \cdot t_0 \quad (15)$$

Conform ecuațiilor (14) și (15), temperatura apei calde obținute la ieșirea din V3C este:

$$t_{AC,obt} = \frac{G_{cr}}{G_c} \cdot \theta + \left(1 - \frac{G_{cr}}{G_c}\right) \cdot t_0 \quad (16)$$

Însă, cum scopul este acela de a obține temperatura cerută, debitul  $G_{cr}$  este determinat cu relația:

$$G_{cr} = \frac{t_{AC,cerut} - t_0}{\theta - t_0} \cdot G_c \quad (17)$$

În continuare, este descrisă pe scurt procedura de calcul aferentă buclei de reglaj termic, în cazul unui consum continuu pe durata zilei (consumul intermitent necesită o abordare diferită). Calculul începe introducând în relația (17) valoarea  $\theta$  de la prima oră de consum pentru care se observă depășirea pragului dat de  $t_{AC,cerut}$ . În expresiile  $C_T, t^*$ , debitul  $G_c$  este înlocuit de  $G_{cr}$ .

Noua valoare  $\theta$ , calculată conform ecuației (11), este introdusă în relația (16) și, ulterior, în (16). Se continuă calculul iterativ, conform Fig. 2, până la stabilizarea valorii  $\theta$ , pentru care  $t_{AC,obt} = t_{AC,cerut}$ .

La sfârșitul procedurii iterative, valorile  $C_T, t^*, \theta$  obținute la ora curentă sunt utilizate pentru a calcula, cu relația (11), temperatura în rezervor pentru următoarea oră. Procedura se execută în același mod la toate orele pentru care  $\theta > t_{AC,cerut}$ .

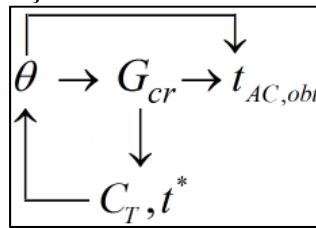


Fig. 2. Schema procedurii de calcul iterativ aferente reglajului termic pe partea consumatorului

În cazul orelor în care  $I \cong 0$  sau  $\theta > t_E$ , în general, se optează pentru anularea debitului prin bucla solară:  $G = 0$ . Această măsură afectează diverși parametri de calcul. Din analiza relațiilor ((4)-((6), ((8), ((9) se observă că:

$$E_{CS} = 0 ; C_T = \frac{V}{G_{c(r)}} ; t^* = t_0 \quad (18)$$

Dacă debitele  $G, G_c$  au concomitent valori nule:

$$t^* = 0.5 \cdot (t_E + t_0) ; E = 1 \quad (19)$$

## 5. Optimizarea constructiv-funcțională a sistemului

În cadrul acestei lucrări, a fost studiat comportamentul sistemului din Fig. 1 pentru combinațiile de valori:  $s_c$  [m<sup>2</sup>/pers]  $\in \{0.5; 1; 1.5\}$ ,  $v$  [L/m<sup>2</sup>]  $\in \{30; 40 \dots 70\}$ .

Este de notat faptul că, pentru valori  $v < 30$  L/m<sup>2</sup>, pot apărea disfuncționalități severe: deoarece inerția termică a rezervorului variază în același sens cu volumul acestuia, un volum mic de apă poate conduce la supraîncălzirea apei din rezervor, pe durata orelor cu radiație solară intensă, urmată de pierderea rapidă a căldurii acumulate, în afara acestor ore. Din astfel de considerente, se evită utilizarea sistemelor cu volume mici de acumulare.

Pentru fiecare caz studiat, procedura de calcul descrisă în capitolul 4 a fost implementată cu ajutorul soft-ului Scilab 6.0.0. Rezultatele obținute au fost stocate

Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară într-un document de tip Microsoft Excel, în vederea prelucrării și expunerii lor sub formă grafică.

O primă reprezentare de această formă surprinde variația parametrilor meteorologici în decursul zilei considerate. Influența combinată a parametrilor  $I$  și  $t_e$  asupra sistemului a fost luată în considerare prin introducerea temperaturii exterioare echivalente. Din Fig. 3, se observă similitudinea dintre variația  $t_E$  și cea a intensității radiației solare.

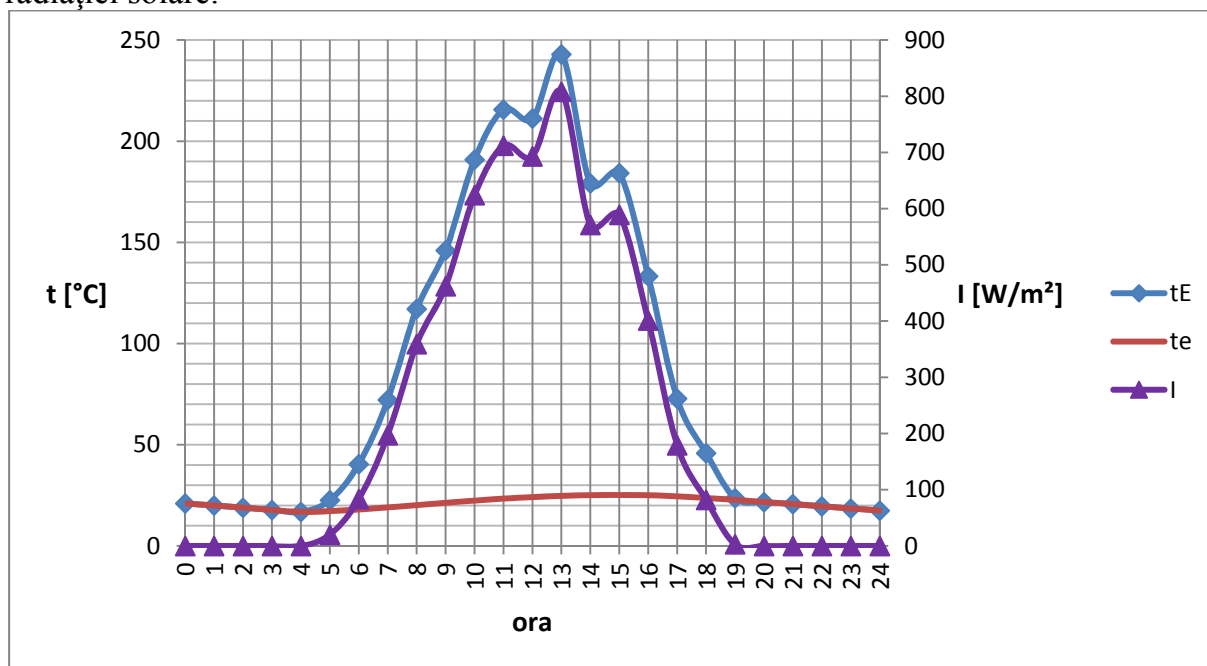


Fig. 3. Variația diurnă a parametrilor meteorologici, în condițiile date

În continuare, este ilustrat un exemplu de variație a temperaturilor  $t^*$  și  $\theta$ , când  $s_C = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$ ,  $v = \{30; 50; 70\} \text{ L/m}^2$ . Se observă că volumul specific  $v$  nu influențează temperatura  $t^*$ , aceasta putând să varieze doar pentru orele la care se impune realizarea reglajului termic prin V3C. Creșterea  $v$  atenuază, în schimb, variația  $\theta$ ; această atenuare este o marcă a creșterii inerției termice a rezervorului de acumulare, introduse în calcul prin constanta de timp - a se vedea relațiile (8), (10). Scenariul de consum intermitent se deosebește de cel al consumului uniform prin variații termice mai bruște și mai accentuate, justificate de următoarele aspecte:

- în lipsa consumului și în prezența circulației agentului din bucla solară,  $t^* = t_E$ , ceea ce duce la o creștere spectaculoasă a  $\theta$ , la orele cu o radiație solară intensă;
- în intervalul orar 18-22 se consumă cantități mari de apă, în condițiile unei intensități reduse a radiației solare, astfel că temperatura apei din rezervor scade notabil, apropiindu-se de valoarea temperaturii apei de alimentare,  $t_0$ ;
- în lipsa consumului și a circulației de agent termic prin bucla solară, valoarea  $\theta$  nu se modifică, deoarece pierderile de căldură prin mantaua rezervorului au fost neglijate.

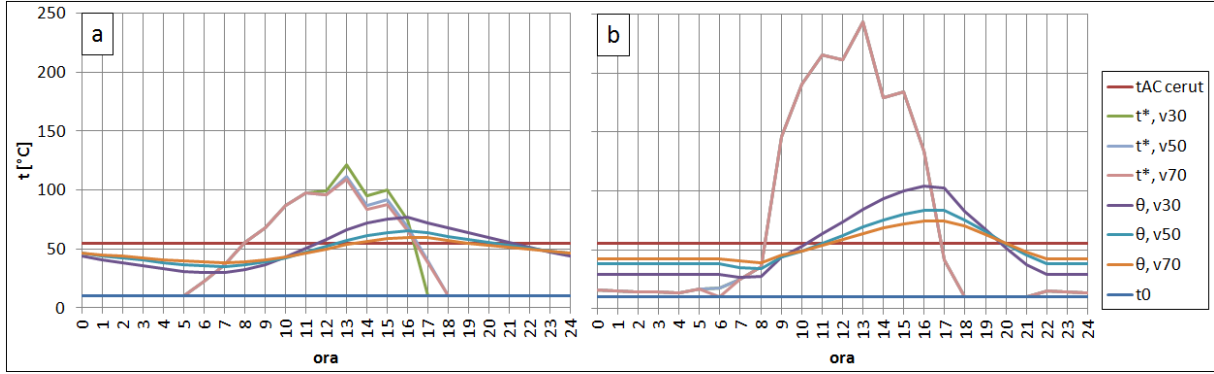


Fig. 4. Variația diurnă a temperaturilor  $t^*$ ,  $\theta$  pentru  $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$ ,  $v = \{30; 50; 70\} \text{ L/m}^2$   
a. consum uniform; b. program de consum

Fig. 5 ilustrează, în cele două situații de funcționare menționate, paralelismul dintre profilul temperaturii  $\theta$  și profilul debitului vehiculat prin conducta de by-pass,  $G_{cb}$ , exprimat ca procent din debitul total de consum,  $G_c$ . Se observă că  $G_{cb} > 0$  doar pentru intervalele orare în care  $\theta > t_{AC,cerut}$  și  $G_c > 0$ , având, pe toată durata acestor intervale, valoarea necesară pentru a limita temperatura apei livrate,  $t_{AC,obt}$ , la  $55 \text{ }^\circ\text{C}$ . Convențional, s-a considerat că  $t_{AC,obt} = 0$  în afara orelor de consum.

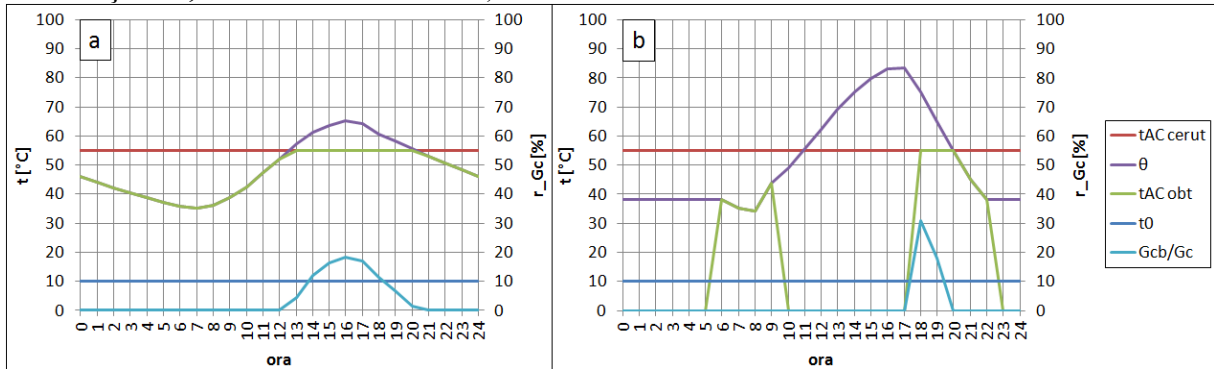


Fig. 5. Variația temperaturii apei livrate la consumator, pentru  $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$ ,  $v = 50 \text{ L/m}^2$   
a. consum uniform; b. program de consum

Gradul de acoperire energetică (GAE) se calculează, pe durata zilei considerate, ca raport între căldura furnizată de sistemul termic solar către consumator ( $\Phi_{ts,zi}$ ) și necesarul termic aferent apei calde de consum,  $\Phi_{nec,zi}$ :

$$GAE = \frac{\Phi_{ts,zi}}{\Phi_{nec,zi}} = \frac{\int_{\tau_0}^{\tau_{24}} G_c \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_{AC,obt} - t_0) d\tau}{\int_{\tau_0}^{\tau_{24}} G_c \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_{AC,cerut} - t_0) d\tau} \quad (20)$$

Știind, conform ipotezelor formulate, că  $\rho_w$ ,  $c_w$  au valori unice, independente de temperatura apei și că  $t_{AC,cerut}$ ,  $t_0$  nu variază în timp, se ajunge la următoarele expresii:

– în situația de consum uniform:



$$GAE = \frac{\sum_{\tau_0}^{\tau_{23}} (t_{AC,obt} - t_0)}{24 \cdot (t_{AC,cerut} - t_0)} \quad (21)$$

– pentru programul de consum stabilit:

$$GAE = \frac{G_{c,1} \cdot \int_{\tau_6}^{\tau_9} (t_{AC,obt} - t_0) d\tau + G_{c,2} \cdot \int_{\tau_{18}}^{\tau_{22}} (t_{AC,obt} - t_0) d\tau}{G_{c,1} \cdot \int_{\tau_6}^{\tau_9} (t_{AC,cerut} - t_0) d\tau + G_{c,2} \cdot \int_{\tau_{18}}^{\tau_{22}} (t_{AC,cerut} - t_0) d\tau} \quad (22)$$

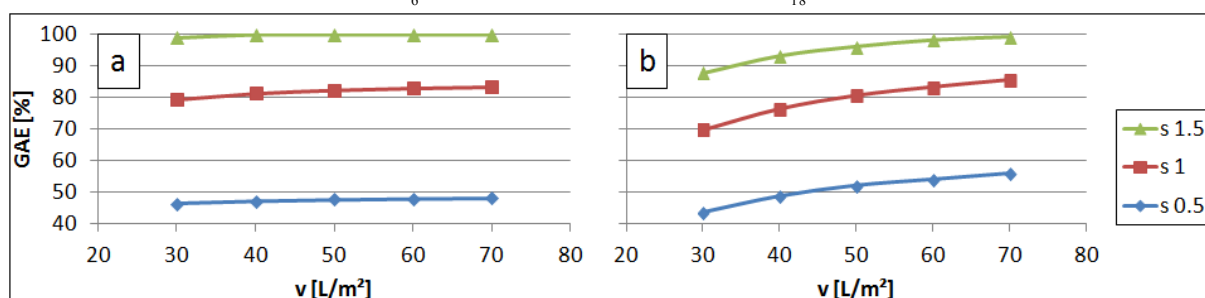


Fig. 6. Variația gradului de acoperire în funcție de parametrii de configurare ai sistemului  
a. consum uniform; b. program de consum

Curbele din Fig. 6 reflectă tendința de creștere a GAE odată cu creșterea  $s_c$ . Variația GAE în același sens cu  $v$  este, de asemenea, vizibilă, deși mai puțin semnificativă decât prima. Tot din Fig. 6 se observă că trecerea de la  $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$  la  $s_c = 1.5 \text{ m}^2/\text{pers}$  este însoțită de o creștere mai puțin spectaculoasă a GAE decât cea obținută pentru trecerea de la  $s_c = 0.5 \text{ m}^2/\text{pers}$  la  $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$ .

Conform acestor observații, rezultă că sistemul cu o suprafață specifică de captare de  $1 \text{ m}^2/\text{pers}$  și volumul specific de acumulare de  $70 \text{ L}/\text{m}^2$  ar fi alegerea cea mai rentabilă.

În ceea ce privește programul de funcționare a sistemului, reiese că necesarul consumatorului este acoperit într-o proporție mai mare în situația de consum uniform, pentru  $s_c \in [1; 1.5] \text{ m}^2/\text{pers}$  și  $v < 70 \text{ L}/\text{m}^2$ .

## 6. Concluzii

Lucrarea are ca obiectiv optimizarea unui sistem termic solar destinat preparării apei calde de consum. Funcționarea sistemului pe durata unei zile de vară este simulată pentru diferite valori ale parametrilor de configurare, în două situații de consum.

Rezultatele obținute arată că, în condițiile date, funcționarea sistemului este rentabilă pentru valori medii ale suprafeței specifice de captare ( $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$ ) și valori ridicate ale volumului specific de acumulare ( $v = 70 \text{ L}/\text{m}^2$ ).

În ambele situații de consum, un grad înalt de acoperire a necesarului termic aferent consumatorului este asigurat de valori ridicate ale parametrilor  $s_c$ ,  $v$ .

Totuși, sunt preferabile acele programe de consum care se apropie, pe cât posibil, de situația repartizării orare uniforme a necesarului zilnic de apă, deoarece astfel de cazuri favorizează, în general, îndeplinirea cerințelor consumatorului, garantând, totodată, o funcționare mai stabilă a sistemului.

## Listă de notații

$a$	debit volumic prin captator, raportat la aria suprafeței de captare [ $\text{m}^3/(\text{m}^2\text{s})$ ]
$C_T$	constanta de timp a sistemului [h]
$c_w$	căldura specifică a apei [ $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ]
$e$	numărul lui Euler [-]
$E_C$	modulul termic al colectorului solar [-]
$E_{CS}$	modulul termic al buclei colectoare [-]
$E_S$	modulul termic al serpentinei imersate în rezervor [-]
$F'$	factor de corecție a fluxului termic captat de panoul solar [-]
$G$	debit volumic de apă prin bucla solară [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$G_c$	debit volumic de apă cerut de consumator [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$I$	intensitatea radiației solare [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$k_C$	coeficient global de transfer termic aferent colectorului solar [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$k_S$	coeficient global de transfer termic al serpentinei imersate [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$N_p$	numărul de persoane care alcătuiesc consumatorul [pers]
$NTU_C$	numărul unităților de transfer termic, aferent colectorului solar [-]
$NTU_S$	numărul unităților de transfer termic, aferent serpentinei [-]
$s_C$	aria suprafeței de captare a energiei solare, aferentă unei persoane [ $\text{m}^2/\text{pers}$ ]
$S_C$	aria totală a suprafeței de captare [ $\text{m}^2$ ]
$S_S$	aria suprafeței de transfer termic a serpentinei imersate [ $\text{m}^2$ ]
$t^*$	temperatură sintetică [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_0$	temperatura apei reci introduse în sistem [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{AC,cerut}$	temperatura apei calde cerute [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{AC,obt}$	temperatura apei calde obținute [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_e$	temperatura aerului exterior [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_E$	temperatura exterioară echivalentă [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$v$	volum de acumulare, raportat la suprafața de captare [ $\text{m}^3/\text{m}^2$ ]
$V$	volumul rezervorului de acumulare [ $\text{m}^3$ ]
$\alpha$	coeficient de absorbție a radiației solare la nivelul plăcii captatoare [-]
$\Phi_{nec, zi}$	necesarul zilnic de energie termică aferent apei calde de consum [kWh]
$\rho_w$	densitatea apei [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\theta$	temperatura apei din rezervor [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$\tau$	timp [h]
$\tau_{tr}$	coef. de transmisie a radiației prin elementul vitrat al colectorului solar [-]

## Abrevieri

GAE grad de acoperire energetică [-]

V3C vană cu trei căi

## Bibliografie

1. *Ge, T.S., et al.*, Solar heating and cooling: Present and future development. *Renewable Energy*, 2018. **126**: p. 1126-1140 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.081>.
2. *Shafieian, A., M. Khiadani, and A. Nosrati*, A review of latest developments, progress, and applications of heat pipe solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018. **95**: p. 273-304 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.07.014>.
3. *Allouhi, A., et al.*, Solar domestic heating water systems in Morocco: An energy analysis. *Energy Conversion and Management*, 2015. **92**: p. 105-113 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.055>.
4. *Xue, H.S.*, Experimental investigation of a domestic solar water heater with solar collector coupled phase-change energy storage. *Renewable Energy*, 2016. **86**: p. 257-261 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.08.017>.
5. *Guo, F., et al.*, Analysis on the optimum matching of collector and storage size of solar water heating systems in building space heating applications. *Building Simulation*, 2018. **11**(3): p. 549-560 DOI: 10.1007/s12273-018-0429-9.
6. *Iordache, F.*, Energetica echipamentelor și sistemelor termice din instalații. 2010, București: Conspress. p. 41-64.
7. *Duffie, J.A. and W.A. Beckman*, *Solar Engineering of Thermal Processes (Fourth Edition)*, ed. WILEY. 2013. p. 376.