

II 39. 891



MINISTERUL EDUCAȚIEI, CERCETĂRII, TINERETULUI ȘI SPORTULUI  
UNIVERSITATEA DUNĂREA DE JOS DIN GALAȚI  
Facultatea de Mecanică

Doctorand:

Ing. Alexandrina TEODORU

## Studii privind creșterea eficienței utilizării energiei solare

~Rezumatul tezei de doctorat~

Conducător științific:

Prof. dr. ing. Tănase PANAIT

GALAȚI

2011

II 39. 891

ROMANIA  
MINISTERUL EDUCAȚIEI, CERCETĂRII, TINERETULUI ȘI SPORTULUI  
UNIVERSITATEA DUNĂREA DE JOS DIN GALAȚI

Strada Domnească nr. 47, cod poștal 800008  
Galați, România  
E-mail: rectorat@ugal.ro



Tel.: (+4) 0336-130.109; 0336-130.108; 336-130.104  
Fax: (+4) 0236 - 461.353  
www.ugal.ro

C 12310/23.11.2011

Către

Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați vă face cunoscut că în data de 16.12.2011, ora 12.00, în sala G102 a Facultății de Mecanică, va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată: "STUDII PRIVIND CREȘTEREA EFICIENȚEI UTILIZĂRII ENERGIEI SOLARE", elaborată de domnul/doamna ing. TEODORU ALEXANDRINA, în vederea conferirii titlului științific de doctor în Domeniul de doctorat - Inginerie mecanică.

Comisia de doctorat are următoarea componență :

**Presedinte:** Prof.univ.dr.ing. Elena SCUTELNICU  
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați

**Conducător de doctorat:** Prof.univ.dr.ing. Tănase PANAIT  
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați

**Referent 1:** Prof.univ.dr.ing. Jorge MARTINS  
Universidade do Minho, Portugal

**Referent 2:** Prof.univ.dr.ing. Gheorghe POPESCU  
Universitatea POLITEHNICA București

**Referent 3:** Conf.univ.dr.ing. Kristina UZUNEANU  
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați

266.748



Cu această ocazie vă transmitem rezumatul tezei de doctorat și vă invităm să participați la susținerea publică. În cazul în care doriți să faceți eventuale aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării, vă rugăm să le transmiteți în scris pe adresa Universității, str. Domnească nr. 47, 800008 - Galați, Fax - 0236 / 461353.



SECRETAR DOCTORAT,

Ing. Luiza AXINTE

## Mulțumiri

Pentru îndrumarea competentă și sprijinul atent acordat la pregătirea și elaborarea tezei de doctorat, dar și pentru înțelegerea de care a dat dovadă, doresc să exprim sentimentele mele cele mai alese de respect și recunoștință conducătorului științific domnul Prof. Dr. Ing. Tănase PANAIT.

Recunoștință deosebită se îndreaptă și către domnul profesor Jorge MARTINS, care m-a îndrumat pe tot parcursul stagului de specializare realizat la Universitatea Do Minho din Guimaraes, Portugalia.

De asemenea, mulțumesc tuturor cadrelor didactice din catedra Sisteme Termice și Ingineria Mediului care mi-au călăuzit pașii atât pe parcursul celor 5 ani de studii universitare, cât și în timpul doctoratului. Menționez cu reală recunoștință numele doamnei conf. dr. ing. Krisztina UZUNEANU care m-a ajutat și înțeles pe parcursul elaborării acestei teze și domnului conf. dr. ing. Cristian IOSIFESCU.

În mod categoric, finalizarea tezei de doctorat nu ar fi fost posibilă fără ajutorul și sprijinul mamei mele, care a dat dovadă de infinită dragoste, răbdare și înțelegere.

Nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc Proiectului POSDRU - SIMBAD 6853, 1.5/S/15 - 01.10.2008 și echipei de implementare, pentru suportul financiar acordat de-a lungul celor 3 ani de pregătire a acestei teze.

## CUPRINS

	Pg. teză	Pg. rezumat
<b>1. Introducere</b>	12	3
<b>2. Stadiul actual al utilizării energiei solare</b>	17	5
2.1. Energiile regenerabile – prezent și viitor	17	5
2.2. Energia solară	22	5
2.3. Potențialul energiei solare în România	33	8
<b>3. Conversia energiei solare în energie termică și electrică</b>	36	8
3.1. Utilizarea energiei solare	36	8
3.2. Tipuri de colectoare solare	41	9
3.3. Influența diferiților factori și parametri asupra randamentului colectoarelor solare	59	10
<b>4. Studiul teoretic al proceselor din colectoarele solare</b>	61	12
4.1. Ecuațiile bilanțului energetic al colectoarelor solare plane	65	12
4.2. Analiza exergetică a colectoarelor plane	70	14
<b>5. Cercetări privind determinarea variației eficienței colectorului solar plan plat și a colectorului parabolic compus cu diferite rapoarte de concentrare</b>	73	16
5.1. Analiza colectoarelor plan plate (CPP) și parabolice compuse (CPC)	77	16
5.2. Analiza eficienței colectoarelor plani și parabolici compuși funcție de raportul de concentrare și orientare	85	17
<b>6. Creșterea eficienței prin utilizarea colectoarelor plane cu tuburi termice</b>	99	21
6.1. Modelarea termică	102	21
6.2. Avantajele utilizării panourilor solare cu tuburi termice	108	23
<b>7. Cercetări privind sistemele solare de încălzire a apei</b>	111	24
7.1. Cererea de apă caldă	118	24
7.2. Calculul termic al sistemelor de stocare a apei calde menajere	122	25
7.3. Cercetări privind utilizarea energiei solare pentru prepararea apei calde menajere	125	26
<b>8. Concluzii finale și contribuții personale</b>	148	26
8.1. Concluzii finale	148	37
8.2. Contribuții personale	149	38
Bibliografie	152	40
Lista completă a lucrărilor elaborate și/sau publicate	158	41
Curriculum Vitae	-	44

\* Numeroarea subcapitolelor, tabelor, figurilor și indicațiilor bibliografice din prezentul rezumat nu corespunde numerotării din teză.

## 1. Introducere

Scopul general al prezentei lucrări, „*Studii privind creșterea eficienței utilizării energiei solare*” este de a aborda și determina soluții optime pentru captarea energiei solare în vederea utilizării pentru consumul casnic.

Teza de doctorat este structurată în 8 capitole, organizate într-o fluentă logică, pentru tratarea progresivă și argumentată a problemelor care decurg din obiectivele stabilite, în vederea dezvoltării elementelor care să asigure scopul propus :

- ❖ **Capitolul 1: Introducere**, cuprinde prezentarea scopului și obiectivelor cercetării și anume: prezentarea diferitelor tipuri de colectoare solare existente, determinarea performanțelor acestora, stabilirea poziției optime a colectoarelor solare în concordanță cu coordonatele geografice ale locului în care acestea sunt amplasate, analiza comparativă a performanțelor diferitelor tipuri de colectoare solare plane, acordarea parametrilor funcționali și constructivi ai instalației solare cu utilizatorii de energie termică și modelarea matematică a instalațiilor solare de preparare a apei calde menajere în vederea găsirii regimurilor cu eficiență maximă.
- ❖ **Capitolul 2: Stadiul actual al utilizării energiei solare**, debutează, mai întâi cu o prezentare generală a energiilor regenerabile, care sunt luate din ce în ce mai mult în considerare ca alternative la sursele clasice de energie bazate pe combustibilii fosili, epuizabili și cu un mare impact asupra mediului ambiant. În acest sens, sunt prezentate date concrete, din literatura de specialitate, privind disponibilitatea surselor regenerabile de energie la nivel mondial, avantajele economice și de mediu și statistica utilizării acestor surse. În continuare se dezvoltă prezentarea energiei solare ca sursă regenerabilă de energie, în concordanță cu obiectivele temei de cercetare. Pentru justificarea necesității de a introduce pe scară largă utilizarea panourilor solare, sunt prezentate câteva date privind potențialul energiei solare în România, precum și prevederile legislative care sprijină utilizarea acestei surse regenerabile de energie.
- ❖ **Capitolul 3: Conversie a energiei solare în energie termică și electrică**, cuprinde, mai întâi, o prezentare generală a numeroaselor aplicații cunoscute de utilizare a energiei solare, prin conversie fototermică (producere de căldură), conversie fotoelectrică (producere de electricitate), conversie fotochimică (producere unor substanțe chimice stabile care pot fi surse de energie) și conversia fotomecanică (producere directă a energiei mecanice), toate acestea în concordanță cu parametrii utilizatorilor de energie. Apoi sunt prezentate tipurile de colectoare solare cu domeniile de aplicare și parametrii de lucru
- ❖ **Capitolul 4: Studiul teoretic al proceselor aplicate colectoarelor solare**, reprezintă o analiză teoretică a tuturor proceselor care concură la transformarea radiației solare preluate de colectoare în energie termică utilizabilă și anume transferul de căldură prin conducție, convecție și radiație, precum și procesele de curgere a fluidelor de lucru. Pentru aceste procese au fost analizate relațiile de calcul a parametrilor de lucru, funcție de parametrii independenți. Deasemenea au fost prezentate ecuațiile bilanțului energetic al colectoarelor solare plane cu detalierea fluxurilor de energie din jurul colectorului solar și s- au definit termenii unei analize exergetice a colectoarelor plane.
- ❖ **Capitolul 5: Determinarea variației eficienței colectorului solar plan plat și a colectorului parabolic compus cu diferite rapoarte de concentrare**, cuprinde un studiu amplu a influențelor unor parametri structurali asupra eficienței colectării energiei solare. Astfel se pleacă de la stabilirea parametrilor care definesc poziția soarelui funcție de luna, ziua și ora curentă, ceea ce determină direcția radiației solare, incidentă pe suprafața colectorului analizat. Apoi se definesc unghiurile care descriu poziția colectoarelor plane și a celor parabolice compuse: unghiul de înclinare, unghiul de azimut și unghiul de rotire (numai

pentru CPC). Aceste unghiuri, împreună cu direcția radiației solare, definesc unghiul de colectare a radiației directe, iar pentru colectoarele parabolice, și unghiul de acceptare. Ținând seamă că un colector solar poate absorbi radiația directă, radiația difuză și radiația reflectată, se definește radiația globală colectată, aceasta determinând energia utilă a colectoarelor solare, care include atât radiația absorbită funcție de raportul de concentrare cât și pierderile de energie în mediu. Pentru toate aceste mărimi s-au stabilit relații de calcul funcție de parametrii radiației solare, poziția colectoarelor și raportul de concentrare. Apoi capitolul continuă cu o aplicație concretă de analiză a eficienței colectoarelor plani și a colectoarelor parabolice compuse funcție de raportul de concentrare și unghiurile de poziționare a acestora. Întrucât aplicația a fost realizată în perioada aprilie – noiembrie 2010, în timpul perioadei de stagiu la Universidade Do Minho din Guimarães, Portugalia, valorile radiației solare directe și difuze au fost considerate cele aferente orașului Porto, puse la dispoziție de buletinul Institutului Național de Meteorologie și Geofizică din Portugalia.

- ❖ **Capitolul 6: Creșterea eficienței prin utilizarea colectoarelor plane cu tuburi termice**, reprezintă prezentarea unei soluții foarte eficiente de creștere a randamentului colectoarelor solare, care s-a extins în ultimii ani pe scară largă. Aceasta soluție constă în folosirea tuburilor termice individuale incluse în interiorul unor tuburi vidate cu pereți dubli. Pentru scoaterea în evidență a avantajelor obținute în acest caz, se prezintă mai întâi modul de funcționare a tuburilor termice, materialele din care pot fi confecționate și agenții de lucru compatibili cu aceste materiale și cu domeniile de temperatură în care se utilizează. Se prezintă apoi, modul în care se poate determina rezistența termică a unui tub termic, precum și ciclul termodinamic de funcționare. În final se scot în evidență avantajele utilizării panourilor solare cu tuburi vidate și tuburi termice.
- ❖ **Capitolul 7: Cercetări privind sistemele solare de încălzire a apei**, prezintă un studiu complet al performanțelor instalațiilor solare pentru prepararea apei calde menajere. În acest sens, mai întâi sunt prezentate diferite scheme posibile pentru realizarea instalațiilor solare, formate în principal din colectoarele solare, rezervorul de acumulare, circuitul primar între colectoare și rezervorul de acumulare, în care transportul căldurii se realizează prin intermediul unui fluid de lucru antrenat de către o pompă, și circuitul secundar de alimentare cu apă caldă a consumatorilor. În scopul stabilirii corelațiilor dintre parametrii colectorului solar și performanțele instalației sunt prezentate câteva elemente caracteristice fiecărei părți componente a acesteia. Astfel, se stabilesc relațiile de calcul pentru necesarul de căldură la consumatori, relațiile de dimensionare a rezervorului de acumulare, prezentarea condițiilor de pornire și oprire a pompei de circulație funcție de diferențele de temperatură la ieșire din colectorul solar și din rezervorul de acumulare. Capitolul continuă apoi cu cercetări în direcția stabilirii soluțiilor optime de amplasare a colectoarelor solare plane, astfel încât să se obțină eficiența maximă în satisfacerea cerințelor consumatorilor casnici de apă caldă. Studiul este realizat cu valorile radiației solare anuale la nivelul orașului Galați. Au fost studiate fluxurile de energie care pot fi obținute prin instalația solară descrisă funcție de unghiul de înclinare a panourilor solare, comparate în permanență cu distribuția necesarului la consumatori. Prin acest studiu au rezultat valorile optime ale unghiurilor de așezare a panourilor în cele două situații considerate: când panourile își mențin același unghi pe tot parcursul anului, respectiv când unghiul de așezare a panourilor se modifică de două ori pe an.
- ❖ **Capitolul 8: Concluzii generale și contribuții proprii**, reprezintă o sinteză a concluziilor stabilite prin parcurgerea etapelor temei de cercetare, urmată de enumerarea contribuțiilor personale aduse prin rezolvarea acesteia.

## 2. Stadiul actual al utilizării energiei solare

### 2.1. Energiile regenerabile – prezent și viitor

Dezvoltarea și utilizarea surselor regenerabile de energie introduce o diversitate a piețelor de consum ale energiei, contribuie la securizarea pe termen lung a satisfacerii energetice durabile, contribuie la reducerea emisiilor atmosferice locale și globale și propune opțiuni comerciale atractive pentru promovarea serviciilor specifice în satisfacerea necesităților energetice, în particular, în țările în curs de dezvoltare și mediul rural, ajungând la crearea unor noi oportunități privind deschiderea locurilor de muncă [1]

În contrast cu combustibilii fosili și nucleari, epuizabili și care, în esență sunt surse stocate de energie, formate pe parcursul a multor milioane de ani, sursele regenerabile de energie sunt definite ca energii obținute din fluxurile existente în mediul ambiant și care au un caracter continuu și repetitiv. În cazul folosirii surselor regenerabile de energie, fluxul de energie provenit din mediul înconjurător se transformă cu ajutorul instalației de conversie într-o altă formă de energie, necesară consumatorului și apoi se reîntoarce (conform legii conservării energiei, cantitatea de energie rămâne neschimbată) în același mediu, echilibrul termic al acestuia nefiind afectat.

### 2.2. Energia solară

Energia solară este energia radiantă produsă de soare. În multe părți ale lumii, radiația solară directă este considerată cea mai accesibilă sursă de energie. Radiația solară poate fi convertită prin două modalități în energie: pasiv și activ. Construcțiile solar pasive se bazează adesea pe proiectarea optimă a clădirilor care captează energia solară în scopul de a reduce nevoia de lumină artificială și de încălzire. În ceea ce privește sistemele solare, un prim interes pentru cercetători este legat de proiectarea și optimizarea caselor independente energetice [2]. Sistemele active solare se bazează pe utilizarea panourilor fotovoltaice sau a colectoarelor solare pentru producerea de energie electrică sau termică [3].

#### 2.2.1. Radiația solară

Pământul primește aproape toată energia din spațiu sub formă de radiație electromagnetice solară. Soarele este o sferă formată din gaze fierbinți, cu diametrul de  $1.39 \cdot 10^9$  m și se află la distanța de  $1,5 \cdot 10^{11}$  m de Pământ. Soarele este de fapt un reactor de fuziune continuă, în care hidrogenul este convertit în heliu cu o rată de  $4 \cdot 10^6 \frac{\text{tone}}{\text{s}}$ .

Suprafața Soarelui radiază energie electromagnetice sub formă de fotoni și neutroni. Fluxul total de energie radiantă a Soarelui este de  $3,83 \cdot 10^{26}$  W. Pământul primește numai o parte din această energie, aproximativ  $1,73 \cdot 10^{17}$  W. Cea mai mare parte a radiației electromagnetice ce ajunge pe Pământ este emisă de stratul sferic, dens, exterior format din gaze fierbinți, numit fotosferă.

### 2.2.2. Constanta solară

Intensitatea radiației pe suprafața Soarelui este de aproximativ  $6,33 \cdot 10^7 \text{ W/m}^2$ . Dacă  $S_s$  este fluxul total de energie radiantă a Soarelui, atunci la distanța  $R$  de centrul Soarelui fluxul de energie radiantă va fi același, presupunând că radiația solară este aceeași în toate direcțiile. Dacă fluxul de energie radiantă incident pe unitatea de suprafață aflată la distanța  $R$  este  $G(R)$ , atunci fluxul total de energie radiantă va fi egal cu  $4\pi R^2 G(R)$ . De aici rezultă că se poate calcula fluxul de energie radiantă primită de unitatea de suprafață dispusă la distanța egală cu cea dintre Soare și Pământ:

$$I_{sc} = \frac{S_s}{4\pi R^2} = \frac{3,83 \cdot 10^{26}}{4\pi (1,495 \cdot 10^{11})^2} = 1367 \frac{W}{m^2}$$

2.1

Constanta solară,  $I_{sc}$  este fluxul de energie radiantă primită pe unitatea de suprafață dispusă perpendicular pe direcția razelor solare la distanța medie dintre Soare și Pământ, la limita exterioară a atmosferei terestre.

### 2.2.3. Distribuția spectrală a radiației solare

Pe lângă energia totală în spectrul solar extraterestru (constanta solară), este util de știut și distribuția spectrală a acestei radiații. Spectrul solar conține în cea mai mare parte radiații vizibile și radiații ce au lungimi de undă prea mari (infraroșii) sau prea mici (ultraviolete) pentru a putea fi văzute cu ochiul liber, adică de la  $0,3$  la  $25 \mu\text{m}$  (tabelul 2.3). Radiația solară din exteriorul atmosferei terestre are cea mai mare parte din energie în domeniul  $0,25$ - $3 \mu\text{m}$ , în timp ce energia solară primită de Pământ este în domeniul  $0,29$ - $2,5 \mu\text{m}$ .

Absorbția razelor solare de către atmosferă se datorează moleculelor de ozon, oxigen, apă și bioxid de carbon. Se constată o absorbție puternică a radiației ultraviolete în bandă lungimea de undă mai mică de  $0,3 \mu\text{m}$  de către moleculele de ozon (stratul de ozon este ecranul protector al biosferei de razele ultraviolete), o transparență mare a atmosferei în banda vizibilă  $0,4 < \lambda < 0,78 \mu\text{m}$  și o absorbție puternică a radiației în banda infraroșie a spectrului.

### 2.2.4. Caracteristicile radiației solare la nivelul solului

La trecerea radiației solare prin atmosfera terestră aceasta este absorbită (motiv pentru care atmosfera se încălzește ușor), este reflectată (aceasta face posibil ca Pământul să poată fi văzut din spațiu), este împrăștiată (motiv pentru care există lumină și umbră) și este transmisă direct (motiv pentru care există umbră).

Atmosfera produce o reducere a energiei solare cu 30% în condițiile unui cer senin și cu aproape 90% în condiții de cer înorat.

Pe suprafața Pământului, noi primim iradianță solară directă, care vine direct de la discul solar și iradianță solară difuză sau împrăștiată ce vine din toate direcțiile dinspre cer.

O parte din radiația solară incidentă pe Pământ este reflectată înapoi în atmosferă. Cantitatea de radiație solară reflectată depinde de *coeficientul de reflexie* sau *albedo*, definit



ca raportul dintre radiația solară reflectată și radiația solară incidentă măsurată deasupra atmosferei.

Există trei efecte astronomice care determină variația sezonieră a radiației solare incidente pe Pământ așa cum se observă în figura 2.1. Deoarece axa Pământului este înclinată, iar mișcarea sa în jurul Soarelui se face după o traiectorie eliptică, Pământul își modifică distanța față de Soare, iar cele două emisfere, de nord (boreală) și de sud (australă) sunt luminate inegal în timpul anului. Astfel, la echinocțiul de primăvară (21 martie) razele Soarelui cad perpendicular pe ecuator și ambele emisfere primesc la fel energia radiantă. În această zi începe primăvara în emisfera nordică, iar în emisfera sudică începe toamna. Pe 21 sau 22 iunie (solstițiul de vară), razele soarelui cad perpendicular pe Tropicul Racului. În emisfera sudică începe iarna, iar în emisfera nordică vara. Pe 23 septembrie (echinocțiul de toamnă) ambele emisfere primesc la fel razele de soare. În emisfera sudică începe primăvara, iar în cea nordică toamna. Pe 21 sau 22 decembrie (solstițiul de iarnă) razele soarelui cad perpendicular pe Tropicul Capricornului. Începând cu această dată, emisfera sudică va fi luminată mai mult. În emisfera australă începe vara, iar în emisfera boreală, iarna.



Figura 2.1: Mișcarea de revoluție a Pământului în jurul Soarelui

Pentru a descrie poziția Soarelui (care determină direcția razelor solare) față de un plan cu orientare oarecare față de Pământ se folosesc următoarele unghiuri:

- *latitudinea,  $\Phi$*
- *unghiul de înălțare a Soarelui,  $H$*
- *declinația Soarelui,  $\delta$*
- *unghiul orar,  $h$*
- *unghiul azimutului solar,*
- *unghiul zenitului solar,  $\theta_s$*
- *unghiul altitudinii solare,  $\alpha_s$*
- *unghiul de incidență,  $\theta$ .*

### 2.3. Potențialul energiei solare în România

Potențialul energiei solare este imens. În fiecare jumătate de oră, Pământul primește de la Soare o cantitate de energie echivalentă cu consumurile energetice ale omenirii de pe perioada unui întreg an. De aceea energia solară reprezintă alternativa energetică a viitorului.

România dispune de un important potențial energetic solar determinat de un amplasament geografic și condiții climatice favorabile [4]. Zonele de interes deosebit pentru aplicațiile electroenergetice ale energiei solare fiind [5]:

- Primul areal, care include suprafețele cu cel mai ridicat potențial acoperă Dobrogea și o mare parte din Câmpia Română
- Al doilea areal, cu un potențial bun, include nordul Câmpiei Române, Podișul Getic, Subcarpații Olteniei și Munteniei o bină parte din Lunca Dunării, sudul și centrul Podișului Moldovenesc și Câmpia și Dealurile Vestice și vestul Podișului Transilvaniei, unde radiația solară pe suprafață orizontală se situează între 1300 și 1400 MJ / m<sup>2</sup>.
- Cel de-al treilea areal, cu potențialul moderat, dispune de mai puțin de 1300 MJ / m<sup>2</sup> și acoperă cea mai mare parte a Podișului Transilvaniei, nordul Podișului Moldovenesc și Rama Carpatică.

## 3. Conversie a energiei solare în energie termică și electrică

### 3.1. Utilizarea energiei solare

Utilizarea energiei solare este un proces complex care include integral sau parțial următoarele procese:

- captarea energiei solare, direct sau prin concentrare;
- conversia în energie secundară utilizabilă (termică, electrică, chimică, biologică);
- stocarea temporară a energiei secundare;
- transportul energiei secundare la distanță;
- consumarea energiei secundare.

Există patru tipuri de conversie a energiei radiante solare în energie termică [6] [7]:

- conversie fototermică;
- conversie fotoelectrică;
- conversie foto chimică;
- conversie fotomecanică.

În energetica globală sau locală, instalațiile energetice solare au o răspândire destul de largă. După domniile de utilizare ele pot fi clasificate astfel:

- **Utilizări industriale și în agricultură:**

- a) *Utilizări directe:* cuptoare solare, uscătorii solare, încălzitoare de fluide, distilării, desalinizarea apei de mare, solarii și sere;
- b) *Utilizări indirecte:* prin conversia în alte forme de energie (mecanică, electrică, chimică, biologică);

- **Utilizări casnice:** climatizare de iarnă și vară, apă caldă menajeră, frigidere solare, sobe de gătit solare, pile fotoelectrice solare, lămpi solare, care se încarcă cu energie ziua și noaptea emit lumină;
- **Utilizări cosmice:** sateliți alimentați cu energie solară, roboți spațiali alimentați cu energie solară, nave spațiale interplanetare alimentate cu energie solară.

### 3.2. Tipuri de colectoare solare

Există două tipuri de bază de colectoare solare: cele concentratoare și cele staționare, fără concentrarea radiației solare [8]. Un colector staționar are aceeași suprafață pentru interceptarea și absorbție radiației solare, în timp ce un colector solar concentrator are de obicei o suprafață concavă pentru interceptarea și focusarea radiației solare pe o suprafață receptoare [9].

Colectoarele solare mai pot fi clasificate după tipul fluidului de lucru (apă, lichid antiîngheț, aer, ulei). Există pe piață o gamă variată de colectoare solare, în tabelul 3.1 fiind prezentate câteva tipuri de colectoare [10], [11].

Tabel 3.1: Tipuri de colectoare solare

Mobilitate	Tipul de colector	Tipul absorberului	Raportul de concentrare	Temperatura (°C)
Staționar	Colector plan plat (CPP)	Plat	1	30-80
	Colector cu tuburi vidate (CTV)	Plat	1	50-200
	Colector parabolic compus (CPC)	Tubular	1-5	60-240
5-15			60-300	
Urmărirea soarelui după o singură axă	Reflector liniar Fresnel (RLF)	Tubular	10-40	60-250
	Colector cilindro-parabolic (CCP)	Tubular	10-85	60-400
Urmărirea soarelui după două axe	Reflector farfurie parabolică (FFR)	Punct	600-2000	100-1500
	Colector cu câmp de heliostate (CCH)	Punct	300-1500	150-2000

Colectoarele solare sunt folosite într-o gama largă de aplicații prezentate în următorul tabel.

Tabel 3.2: Aplicații termice ale energiei solare și tipul de colectoare folosite

Aplicația		Tipul sistemului	Tipul de colector
Încălzirea apei	Sisteme termosifon	Pasiv	CPP
	Sisteme cu stocare	Pasiv	CPC
	Sisteme cu circulație directă	Activ	CPP, CPC, CTV
	Sisteme de încălzire indirectă a apei	Activ	CPP, CPC, CTV
	Sisteme cu aer	Activ	CPP
Încălzirea și răcirea spațiilor	Încălzirea spațiilor și a apei menajere	Activ	CPP, CPC, CTV
	Sisteme cu aer	Activ	CPP
	Sisteme cu apă	Activ	CPP, CPC, CTV
	Sisteme de pompare a apei	Activ	CPP, CPC, CTV
	Sisteme cu adsorbție	Activ	CPP, CPC, CTV
	Răcire prin adsorbție	Activ	CPP, CPC, CTV
Refrigerare solară	Sisteme mecanice	Activ	FFR
	Unități cu adsorbție	Activ	CPP, CPC, CTV
	Unități cu adsorbție	Activ	CPP, CPC, CTV
Procese industriale de încălzire	Sisteme industriale cu aer și apă	Activ	CPP, CPC, CTV
	Producerea aburului	Activ	CCP, RLF
Desalinizare solară	Distilatoare solare	Activ	
	Vaporizare bruscă în cascadă	Activ	CPP, CPC, CTV
	Fierbere cu efect multiplu	Activ	CPP, CPC, CTV
	Comprimare de vapori	Activ	CPP, CPC, CTV
Centrale termice solare	Sisteme cu colectoare cilindro-parabolice	Activ	CCP
	Sisteme cu turn parabolic	Activ	CCH
	Sisteme cu colector farfurie parabolică	Activ	FFR
	Cuptoare solare	Activ	CCH, FFR
	Sisteme chimice solare	Activ	CPC, CCP, RLF

### 3.3. Influența diferiților factori și parametri asupra randamentului colectoarelor solare

În procesul de conversie a radiației solare în forme utile de energie, apar numeroase interacțiuni între radiația solară și diverse materiale componente ale echipamentelor de conversie. Randamentul colectoarelor solare staționare este influențat de o multitudine de factori atât constructivi, cât și funcționali.

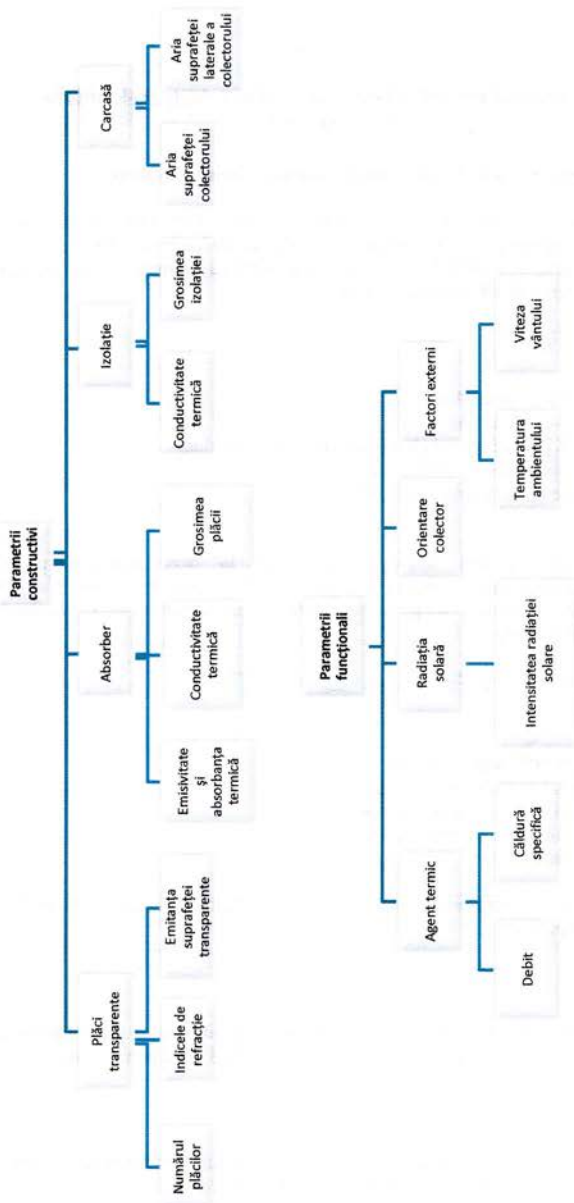


Figura 3.1: Parametrii care influențează eficiența colectoarelor solare

## 4. Studiul teoretic al proceselor din colectoarele solare

### 4.1. Ecuațiile bilanțului energetic al colectoarelor solare plane

În definirea formei analitice a randamentului colectoarelor solare se pornește de la ecuația bilanțului energetic, considerând procesele care au loc în colector.

Căldura utilă furnizată de colector este definită ca diferența dintre radiația solară absorbită și pierderile de căldură din colector.

$$Q_u = A_c \cdot [S - U_l \cdot (T_p - T_a)] \quad 4.1$$

- $A_c$  [m] – aria colectorului;
- $S$  [ $W/m^2$ ] – radiația absorbită;
- $U_l$  [ $W/m^2K$ ] - coeficientul global al pierderilor de căldură
- $T_p$  [ $^{\circ}C$ ] - temperature plăcii absorbante;
- $T_a$  [ $^{\circ}C$ ] - temperature mediului ambient;

Cunoașterea radiației solare absorbite stă la baza predicției performanței colectoarelor solare. Radiația solară absorbită de către colector  $S$  poate fi calculată cu ajutorul proprietăților optice a suprafeței transparente și a plăcii absorbante. Ecuația generală a acesteia este următoarea:

$$S = G_b \cdot R_b \cdot (\tau\alpha)_b + G_d \cdot (\tau\alpha)_d \cdot \frac{1+\cos\beta}{2} + \rho_g \cdot (G_b + G_d) \cdot (\tau\alpha)_g \cdot \frac{1+\cos\beta}{2} \quad 4.2$$

- $G_b, G_d$  [ $W/m^2$ ] – radiația directă și difuză;
- $R_b$  – factorul de înclinare a radiației directe.
- $\beta$  – unghiul de înclinare al colectorului;
- $\tau\alpha$  – factorul emitanță- absorbantă;
- $\rho$  – reflectanța.

Dacă radiația solară totală este cunoscută, pentru radiația solară absorbită se poate utiliza relația simplificată:

$$S = G_t \cdot (\tau\alpha) \quad 4.3$$

Coefficientul global al pierderilor de căldură reprezintă suma pierderilor de căldură prin partea superioară a colectorului  $U_t$ , prin partea inferioară  $U_b$  și prin muchii  $U_e$ .

$$U_l = U_t + U_b + U_e \quad 4.4$$

Energia pierdută prin partea superioară a colectorului este rezultatul convecției și radiației între plăcile paralele. Acest coeficient se determina cu ecuația:

$$U_t = \frac{1}{N} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{\frac{\varepsilon_p \varepsilon_g}{\varepsilon_p + \varepsilon_g} + \frac{2\sigma T_p^3}{\varepsilon_p + \varepsilon_g} - N} \quad 4.5$$

în care coeficienții  $C$  și  $f$  se calculează cu relațiile:

$$C = 365.9 (1 - 0.00883\beta + 0.0001298\beta^2) \quad 4.6$$

$$f = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)(1 + 0.091N) \quad 4.7$$

- $N$  – numărul de plăci transparente;
- $\sigma$  – constanta Stefan- Boltzman;
- $\varepsilon_p, \varepsilon_g$  – emisivitatea termică a suprafeței absorbante și a suprafeței transparente;
- $h_w$  – coeficient de căldură convectiv cauzat de vânt.

Pierderile de căldură prin partea inferioară a colectorului se datorează conducției prin izolație și transferului de căldură prin conducție și radiație spre mediul înconjurător. Aceste pierderi se calculează cu relația:

$$U_b = \frac{k}{L} \quad 4.8$$

- $k$  [W/mK] – conductivitatea termică a izolației;
- $L$  [m] – grosimea izolației.

Coeficientul pierderilor laterale este influențat de asemenea de izolație și este dat de ecuația:

$$U_e = \frac{k_{lz} A_l}{k_w A_c} \quad 4.9$$

- $k_{lz}$  [W/mK] – conductivitatea termică a izolației laterale;
- $L_{lz}$  [m] – grosimea izolației laterale;
- $A_l$  [m] – aria laterală a colectorului.

Întrucât este dificil să se estimeze temperatura plăcii absorbante sau cea a fluidului de lucru s-a recurs la introducerea temperaturii la intrarea în captatorul solar.

Factorul eficienței colectorului reprezintă distribuția temperaturii de-a lungul suprafeței absorbante între tuburi. Acest factor se poate calcula cu relația[12]:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_t}}{W \left( \frac{1}{U_t(D+(W-D)f} + \frac{1}{k_c} + \frac{1}{m h_{eff}} \right)} \quad 4.10$$

$$F = \frac{\tanh \frac{m(W-D)}{2}}{\frac{m(W-D)}{2}} \quad 4.11$$

$$m = \sqrt{\frac{U_t}{k_w \delta}} \quad 4.12$$

- $W$  [m] – distanța dintre tuburi;
- $D_o, D_i$  [m] – diametrul exterior, respective interior al tubului;
- $C_b$  – conductanța;
- $h_{fi}$  [ $W/m^2 K$ ] – coeficient de convecție în conductă;
- $k_d$  [ $W/mK$ ] – conductivitatea termică a plăcii absorbante;
- $\delta$  [m] – grosimea plăcii absorbante.

Factorul de extragere al căldurii se calculează cu relația:

$$F_R = \frac{m \cdot c_p}{A_c \cdot U_1} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{A_c \cdot U_1 \cdot F'}{m \cdot c_p}\right) \right] \quad 4.13$$

- $\dot{m}$  [kg/s] – fluxul fluidului de lucru;
- $C_p$  [J/kg K] – capacitatea termică.

Astfel, căldura utilă a colectorului solar capătă forma:

$$Q_u = A_c \cdot F_R \cdot [S - U_1 \cdot (T_1 - T_a)] \quad 4.14$$

Randamentul colectorului solar este definit prin raportul dintre energia utilă și energia captată de colector:

$$\eta = \frac{Q_u}{G_c \cdot A_c} \quad 4.15$$

Introducând în ecuația 4.15 ecuațiile 4.3, 4.12, 4.13 se obține forma explicită a randamentului:

$$\eta = \frac{m \cdot c_p}{A_c \cdot U_1} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{A_c \cdot U_1 \cdot F'}{m \cdot c_p}\right) \right] \cdot \left( \tau \alpha - U_1 \frac{T_1 - T_a}{G_c} \right) \quad 4.16$$

#### 4.2. Analiza exergetică a colectoarelor plane

Exergia este definită ca fiind forma de energie care pentru o stare dată a mediului ambiant, poate fi transformată integral în lucru mecanic [13]. Forma generală a bilanțului exergetic este [14], [15]:

$$\dot{E}_i + \dot{E}_s + \dot{E}_e + \dot{E}_p + \dot{E}_d = 0 \quad 4.17$$

- $\dot{E}_i, \dot{E}_s, \dot{E}_e, \dot{E}_p, \dot{E}_d$  – flux exergetic introdus, flux exergetic de stocare, flux exergetic la ieșirea din sistem, pierderi de exergie, distrugerii de exergie.



Fluxul exergetic introdus în sistem are două componente: fluxul exergetic introdus de către debitul fluidului și fluxul exergetic al energiei solare absorbite. Fluxul exergetic introdus de către debitul fluidului este [16], [15]:

$$\dot{E}_{i,f} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_a \cdot \ln \frac{T_1}{T_a}) + \frac{\dot{m} \cdot \Delta p_a}{\rho} \quad 4.18$$

-  $\Delta p_{in}$  - diferența de presiune.

Fluxul exergetic al energiei solare absorbite, presupunându-se că soarele este o sursă de căldură înfinită:

$$\dot{E}_{i,s} = \eta_o \cdot G_i \cdot A_p \cdot (1 - \frac{T_s}{T_a}) \quad 4.19$$

- $\eta_o$  - eficiența optică;
- $T_s$  - temperatura aparentă a soarelui.
- $A_p$  - suprafața plăcii absorbante

$$\dot{E}_i = \dot{E}_{i,f} + \dot{E}_{i,s} \quad 4.20$$

Fluxul exergetic de stocare este nul în condiții staționare.

Fluxul exergetic final se datorează doar fluxului exergetic de ieșire a fluidului din colector:

$$\dot{E}_{e,f} = -\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_e - T_a \cdot \ln \frac{T_e}{T_a}) + \frac{\dot{m} \cdot \Delta p_e}{\rho} \quad 4.21$$

-  $T_e$  - temperatura fluidului de lucru la ieșirea din colector.

Pierderile de exergie se datorează pierderilor de căldură de la suprafața absorbantă în mediul înconjurător:

$$\dot{E}_p = -U_1 \cdot A_p \cdot (T_p - T_a) \cdot (1 - \frac{T_a}{T_p}) \quad 4.22$$

Distrugerea de exergie include trei termeni: unul cauzat de diferența de temperatură dintre suprafața plăcii absorbante și soare, altul cauzat de diferența de presiune din tuburi și ultimul cauzat de diferența de temperatură dintre suprafața plăcii absorbante și fluidul de lucru [17], [14], [15]:

$$\dot{E}_{d,Ts} = \eta_o \cdot G_i \cdot A_p \cdot T_a (\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_s}) \quad 4.23$$

$$\dot{E}_{d,\Delta p} = -\frac{\dot{m} \cdot \Delta p}{\rho} \cdot \frac{T_a \cdot \ln \frac{T_e}{T_a}}{T_e - T_a} \quad 4.24$$

$$\dot{E}_{d,\Delta T} = -\dot{m} \cdot c_p \cdot T_a \cdot (\ln \frac{T_e}{T_a} - \frac{T_e - T_a}{T_p}) \quad 4.25$$

$$\dot{E}_d = \dot{E}_{d,\Delta T_s} + \dot{E}_{d,\Delta p} + \dot{E}_{d,\Delta T_f} \quad 4.26$$

Randamentul exergetic se poate scrie [17], [18], [15]:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{m \left[ c_p (T_s - T_f - T_s \ln \frac{T_s}{T_f}) - \frac{\Delta p}{\rho} \right]}{G_c A_p (1 - \frac{T_s}{T_f})} \quad 4.27$$

## 5. Cercetări privind determinarea variației eficienței colectorului solar plan plat și a colectorul parabolic compus cu diferite rapoarte de concentrare

Eficiența colectoarelor solare depinde de mai mulți factori: construcție, poziție, orientare, condițiile climatice ale locației în care sunt utilizate și aplicațiile pentru care sunt întrebuințate. Poziția soarelui pe parcursul unei zile, de asemenea influențează performanțele colectoarelor solare. Pentru a colecta radiația solară un timp cât mai îndelungat pe parcursul unei zile, cea mai eficientă soluție este folosirea sistemelor de urmărire a soarelui. Totuși această soluție nu este preferată din cauza costului ridicat al acestor sisteme și nevoii suplimentare de întreținere. În aceste condiții, calea cea mai puțin costisitoare este optimizarea unghiului de înclinare și direcția colectoarelor solare staționare.

### 5.1. Analiza colectoarelor plan plate (CPP) și parabolice compuse (CPC)

#### 5.1.1. Poziția și orientarea CPP și CPC

Colectoarele plan plate și colectoarele parabolice compuse sunt tratate împreună, întrucât deosebirea dintre acestea se face numai prin raportul de concentrare a radiației. Astfel, colectoarele plan plate au raport de concentrare egal cu unitatea,  $C=1$ , iar colectoarele parabolice au rapoarte de concentrare mai mari decât unitatea  $C>1$ . De aceea CPP poate fi considerat un caz particular al CPC.

Pentru descrierea poziția colectoarelor solare plane sunt suficiente două unghiuri: unghiul de înclinare  $\beta$  și unghiul azimut al suprafeței  $\gamma$ . Poziția și orientarea colectorului parabolic compus sunt definite prin 3 unghiuri: același unghiuri  $\beta$  și  $\gamma$  plus unghiul de rotire  $\omega$  (figura 5.4).

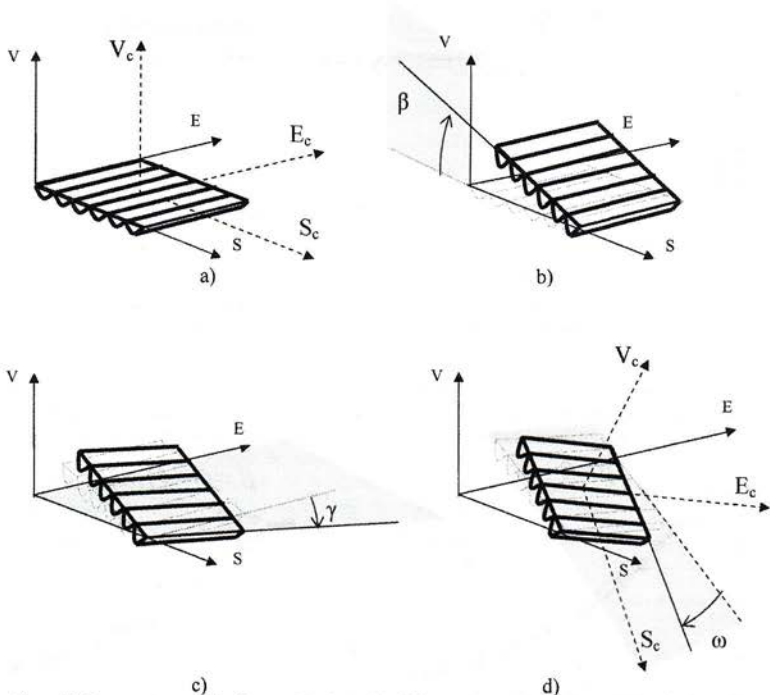


Figura 5.1: Reprezentarea unghiurilor care descriu poziția CPC: a) colector orizontal, b) unghiul de înclinare  $\beta$ , c) unghiul azimut al suprafeței  $\gamma$ , d) plus unghiul de rotire  $\omega$

## 5.2. Analiza eficienței colectoarelor plani și parabolici compuși funcție de raportul de concentrare și orientare

A fost calculată energia utilă câștigată pe parcursul unei zile întregi. Figura 5.2 prezintă energia utilă câștigată funcție de raportul de concentrare pentru o zi a lunii aprilie, respectiv octombrie. Se consideră unghiul de înclinare  $\beta = 41.81^\circ$  (egal cu latitudinea orașului Porto), unghiul de azimut al suprafeței  $\gamma = 0^\circ$  și unghiul de rotire  $\omega = 0^\circ$ .

266.748



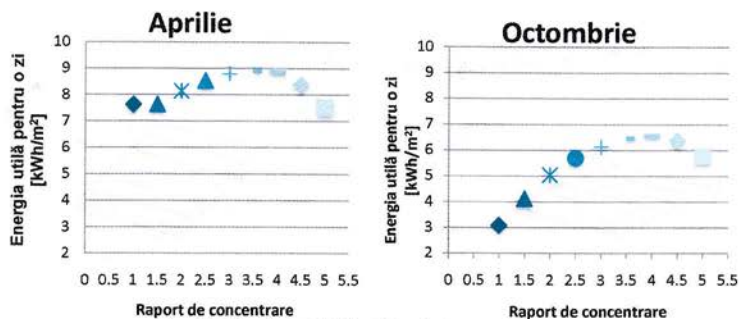


Figura 5.2: Energia totală câștigată funcție de raportul de concentrare

În figura 5.3 este prezentată o comparație între energia utilă câștigată când unghiul de rotire este  $\omega=0^\circ$  și când este  $\omega=90^\circ$ . Se consideră unghiul de înclinare  $\beta=0$ , respectiv  $\beta=\Phi=41.81^\circ$  și unghiul de azimut al suprafeței  $\gamma=0^\circ$  (colectorul fiind aliniat est-vest).

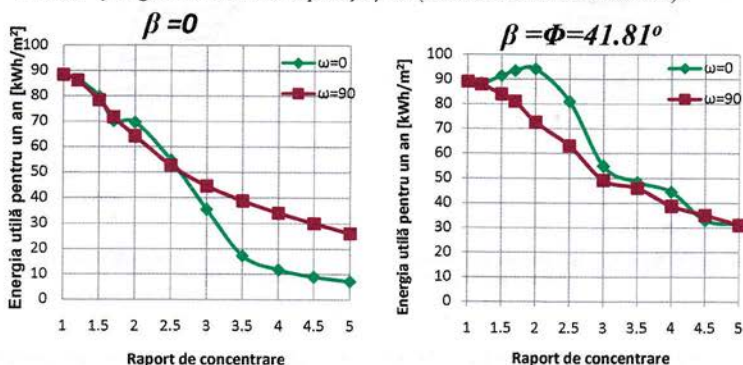


Figura 5.3: Energia totală câștigată într-un an versus raportul de concentrare

Pe baza modelului matematic descris și folosindu-se aceiași parametri ai colectorului, a fost posibil să se determine unghiul de înclinare optim al colectorului (în funcție de energia câștigată) pentru fiecare raport de concentrare considerat.

Tabel 5.1: Unghiul de înclinare optim pentru diferite rapoarte de concentrare, când  $\gamma=0^\circ$  și  $\omega=0^\circ$

C (raport de concentrare)	$\beta$ (unghi de înclinare)	Q [kWh/m <sup>2</sup> ] (energia utilă)
1	$\Phi-20$	96.431
1.2	$\Phi-19$	95.042
1.5	$\Phi-18$	97.898
1.7	$\Phi-20$	98.556
2	$\Phi-15$	100.89
2.5	$\Phi-9$	99.795
3	$\Phi-9$	91.809
3.5	$\Phi-18$	91.658
4	$\Phi-16$	89.088
4.5	$\Phi-22$	78.928
5	$\Phi-21$	77.676

O altă posibilitate pentru îmbunătățirea câștigului de energie pentru întreg anul, este să se modifice unghiul de înclinare al colectorului de două ori pe an, determinându-se valori optime ale unghiului pentru vară și pentru iarnă. Rezultatele sunt prezentate în tabelul 5.2, unde se poate observa câștigul de energie cel mai ridicat, vara, este pentru un raport de concentrare egal cu 3 și unghiul de înclinare  $\beta=\Phi-21^\circ$ . Pentru lunile de iarnă, se alege unghiul de înclinare  $\beta=\Phi+13^\circ$  pentru  $C=5$ . Așadar, cel mai bun rezultat este pentru  $C=3$ , având unghiul de înclinare vara  $\beta=\Phi-21^\circ$ , iar iarna  $\beta=\Phi+8^\circ$ .

Tabel 5.2: Unghiul de înclinare optim pentru diferite rapoarte de concentrare

C (raport de concentrare)	$\beta$ (unghi de înclinare)	Q [kWh/m <sup>2</sup> ] (energia utilă)	$\beta$ (unghi de înclinare)	Q [kWh/m <sup>2</sup> ] (energia utilă)	Q [kWh/m <sup>2</sup> ] (energia utilă)
1	$\Phi-23$	86.065	$\Phi+2$	11.91	97.975
1.2	$\Phi-23$	84.258	$\Phi+2$	12.668	96.926
1.5	$\Phi-23$	85.747	$\Phi+3$	14.435	100.182
1.7	$\Phi-23$	87.035	$\Phi+4$	15.686	102.721
2	$\Phi-23$	89.248	$\Phi+5$	17.419	106.667
2.5	$\Phi-25$	91.248	$\Phi+4$	19.771	111.019
3	$\Phi-21$	92.923	$\Phi+8$	21.376	114.299
3.5	$\Phi-18$	91.658	$\Phi+10$	22.522	114.18
4	$\Phi-16$	89.088	$\Phi+13$	23.396	112.484
4.5	$\Phi-22$	78.928	$\Phi+15$	24.089	103.017
5	$\Phi-21$	77.676	$\Phi+13$	24.2	101.876

Comparând acest rezultat optim (114.299 kWh/m<sup>2</sup> când  $C=3$ ) cu rezultatul pentru colectorul staționar tot anul (91.809 kWh/m<sup>2</sup>), se observă o îmbunătățire a câștigului de energie de aproximativ 24% (figura 5.4).

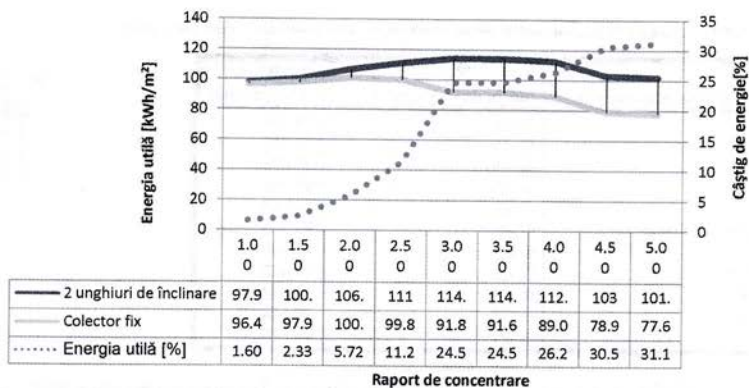


Figura 5.4: Câștigul de energie utilă pentru colector fix tot anul și pentru cazul schimbării unghiului de înclinare de două ori pe an

În figura 5.5 este prezentată creșterea energiei utile în cazul folosirii sistemelor de urmărire a soarelui. Pentru colectoarele plate ( $C=1$ ) creșterea este de 20.6%, 23.06%, respective 32.52% față de situația în care  $\beta=\Phi$ ,  $\beta$  modificat sezonally, respectiv  $\beta$  este optimizat pentru întreg anul. pentru colectoarele concentratoare câștigul este mult mai mare, ajungând până la 300% pentru  $C=5$ .

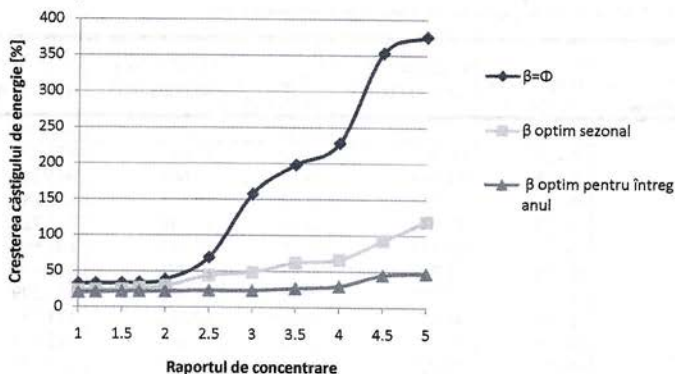


Figura 5.5: Creșterea câștigului de energie utilă când este utilizat un sistem de urmărire a soarelui

## 6. Creșterea eficienței prin utilizarea colectoarelor

### plane cu tuburi termice

#### 6.1. Modelarea termică

Modelarea termică a unui tub termic gravitațional este generată prin aplicarea unei analogii electrice simple. Fluxul de căldură total este proporțional cu diferența de temperatură dintre zona de evaporare  $T_e$  și zona de condensare  $T_c$  și este invers proporțional cu rezistența termică echivalentă dintre cele două zone. Prin analogie cu legea lui Ohm se poate scrie [19], [20]:

$$\dot{Q} = \frac{T_c - T_e}{R_t} \quad 0.1$$

Rezistența termică echivalentă dintre sursa caldă (unde are loc vaporizarea) la cea rece (unde vaporii se condensează) este dată de relația:

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8 \quad 0.2$$

Modelul termic este prezentat în figura următoare [21], [19]:

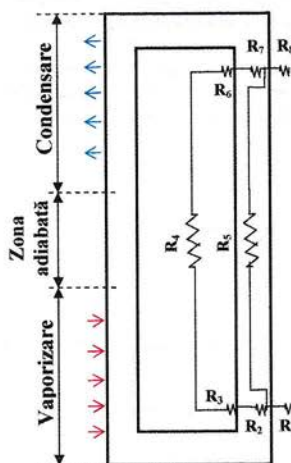


Figura 0.1: Modelul termic al tubului termic convențional

Rezistențele termice sunt date de următoarele relații:

- Rezistența termică dintre sursa de căldură și suprafața externă a vaporizatorului:

$$R_1 = \frac{1}{h_{ee} A_{ee}} \quad 0.3$$

- $A_{ee}$  - aria suprafeței exterioare a zonei de vaporizare [ $m^2$ ];
- $h_{ee}$  - coeficientul de schimb de căldură prin convecție [ $W/m^2K$ ].

- Rezistența termică în pereții vaporizatorului:

$$R_2 = \frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2\pi L_e k} \quad 0.4$$

- $D_e, D_i$  - diametrul exterior, respectiv interior al peretelui [ $m$ ];
- $L_e$  - lungimea zonei de vaporizare [ $m$ ];
- $k$  - conductivitatea termică [ $W/mK$ ]

- Rezistența termică internă a fluidului în punctul de fierbere:

$$R_3 = \frac{1}{h_{ei} A_{ei}} \quad 0.5$$

- $A_{ei}$  - aria suprafeței interioare a zonei de vaporizare [ $m^2$ ];
- $h_{ei}$  - coeficientul de schimb de căldură prin convecție [ $W/m^2K$ ].
- Rezistența termică ca urmare a căderii de presiune a vaporilor între zona de vaporizare și cea de condensare. Această rezistență este raportul dintre căderea de temperatură între vaporizator și condensator și fluxul de căldură:

$$R_4 = \frac{T_{mi}}{Q} \quad 0.6$$

- Rezistența termică de-a lungul tubului termic:

$$R_5 = \frac{0.5L_v + L_a + 0.5L_c}{Ak} \quad 0.7$$

- $L_e, L_a, L_c$  - lungimea zonei de vaporizare, adiabate și de condensare [ $m$ ]
- Rezistența termică internă a fluidului condensat :

$$R_6 = \frac{1}{h_{ci} A_{ci}} \quad 0.8$$

- $A_{ci}$  - aria suprafeței interioare a zonei de ndensare [ $m^2$ ];
- $h_{ci}$  - coeficientul de schimb de căldură prin convecție [ $W/m^2K$ ].



- Rezistența termică în perețele condensatorului:

$$R_7 = \frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2\pi l_c k} \quad 0.9$$

- $D_e, D_i$  – diametrul exterior, respectiv interior al peretelui [m];
- $l_c$  – lungimea zonei de condensare [m];

- Rezistența termică pe suprafața externă a condensatorului:

$$R_8 = \frac{1}{h_{ce} A_{ce}} \quad 0.10$$

- $A_{ce}$  - aria suprafeței exterioare a zonei de condensare [m<sup>2</sup>];
- $h_{ce}$  - coeficientul de schimb de căldură prin convecție [W/m<sup>2</sup>K].

## 6.2. Avantajele utilizării panourilor solare cu tuburi termice

Utilizarea tuburilor termice în componența panourilor solare reprezintă o soluție foarte eficientă datorită avantajelor incontestabile prezentate de acestea în privința transferului de căldură cu cea mai mare densitate de flux termic.

Pentru realizarea unui randament maxim al colectării energiei solare, tuburile termice se folosesc asociat cu o altă soluție tehnică foarte eficientă, anume includerea tuburilor termice în interiorul unor tuburi vidate, care reduc la maximum pierderile de energie în mediul exterior. În acest fel rezultă cele mai eficiente dispozitive de captare a energiei solare. Tuburile vidate captează radiația solară și o transformă în energie termică, încălzind capătul inferior al tuburilor termice, care are rol de vaporizator pentru agentul de lucru din interiorul acestuia. Căldura este apoi transportată la capătul superior al tubului termic, de către vaporii formați în vaporizator, iar de aici este transmisă fluidului din exteriorul tubului prin condensarea vaporilor (Fig.6.1). Fluidul încălzit, care de regulă este propilenglicol pentru a rezista la îngheț, este vehiculat în circuit închis de către o pompă de circulație, între colectorul solar de unde preia căldură și rezervorul de acumulare, unde cedează căldură. Din acest rezervor de acumulare căldura este transmisă circuitului de apă caldă pentru utilizatori.

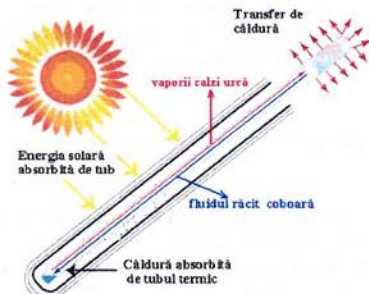


Figura 0.2: Colector cu tub vidat și tub termic

Avantajele folosirii panourilor cu tuburi vidate și tuburi termice:

- funcționează indiferent de temperatura exterioară, chiar și iarna;
- tuburile vidate oferă performanțe bune și pe timp înnoțat, fiind capabile să capteze radiațiile infraroșii care pătrund prin nori;
- un colector solar cu tuburi termice poate fi cu până la 40% mai eficient decât tradiționalul încălzitor solar plat
- colectorii solari cu tuburi termice înlătură nevoia de aditivi anti-îngheț datorită izolației foarte bună oferită de vid, putând funcționa pînă la cel puțin  $-30^{\circ}\text{C}$ ;
- panoul funcționează în continuare chiar dacă unul sau mai multe tuburi se sparg;
- tuburile avariate sunt ușor de schimbat;
- ofera eficiență energetică tot timpul anului și asigură costuri zero cu combustibili convenționali pentru cel puțin 5 luni pe an;
- energia oferită de panouri este energie ecologică și nu poluează mediul înconjurător;
- au cel mai bun raport calitate preț de pe piață.

## 7. Cercetări privind sistemele solare de încălzire a apei

Există două tipuri de sisteme de încălzire a apei [22], [11]:

- sistem direct sau cu circuit deschis, în care apa potabilă este încălzită direct în colector;
- sistem indirect sau cu circuit închis în care apa potabilă e încălzită indirect de către un fluid de lucru încălzit în colector, care trece apoi printr-un schimbător de căldură transferând căldura apei menajere.

Sistemele diferă și din punct de vedere al circulației fluidului de lucru. Acestea pot fi:

- sisteme pasive (naturale);
- sisteme active (cu circulație forțată).

Majoritatea sistemelor solare de încălzire a apei sunt constituite din trei componente de bază: colectorul solar, sistemul de circulație a fluidului încălzit și rezervorul de stocare a apei.

Cea mai importantă componentă este colectorul solar care absoarbe radiația solară și o transformă în căldură. Această căldură este apoi absorbită de un fluid de lucru (apă, aer sau un fluid care nu îngheață) care circulă prin colector și este transferat în rezervorul de stocare. Astfel este asigurată furnizarea și stocarea temporară a apei calde pentru casă sau clădire [23].

### 7.1. Cererea de apă caldă

Unul dintre cei mai importanți parametri care trebuie luat în considerare în construcția sistemelor de încălzire a apei calde este cererea de apă caldă într-o anumită perioadă de timp (oră, zi, lună). Cererea de energie pentru generarea apei calde  $Q_{cerere}$  [J/s] poate fi calculată dacă volumul apei de consum  $V$  este cunoscut. De asemenea trebuie cunoscute temperatura apei reci furnizate de la rețeaua publică și temperatura de distribuție a apei calde:

$$Q_{\text{cerere}} = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{ap\u0163 cald\u0103}} - T_{\text{ap\u0163 rece}}) \quad 7.1$$

- $c_p$  - c\u0103ldura specific\u0103 a apei, se poate considera 4186 [J/kg K].

Fluxul termic necesar  $\dot{Q}_{\text{cerere}}$  [W] pentru prepararea apei calde menajere se determin\u0103 cu rela\u021bia:

$$\dot{Q}_{\text{cerere}} = \frac{V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{ap\u0163 cald\u0103}} - T_{\text{ap\u0163 rece}})}{\tau \cdot 3600} \quad 7.2$$

- $\tau$  [ore] - este timpul \u00een care este \u00eenc\u0103lzit\u0103 apa

Temperatura apei reci  $T_{\text{ap\u0163 rece}}$  are o varia\u021bie sezonier\u0103 \u015fi \u00een func\u021bie de pozi\u021bia geografic\u0103 - \u00een general vara,  $T_{\text{ap\u0163 rece}} = 12 \dots 17^\circ\text{C}$ , iar iarna  $T_{\text{ap\u0163 rece}} = 5 \dots 10^\circ\text{C}$ . Pentru calcule orientative se poate considera  $T_{\text{ap\u0163 rece}} = 10^\circ\text{C}$ .

Dac\u0103 sunt cunoscute cele dou\u0103 temperaturi din ecua\u021bia 7.1, singurul parametru de care depinde cererea de energie este consumul volumic. Acesta poate fi estimat \u00een concordan\u021b\u0103 cu perioada de timp considerat\u0103. De exemplu, pentru calcularea cererii de ap\u0103 cald\u0103 \u00eentr-o lun\u0103 se poate utiliza urm\u0103toarea ecua\u021bie:

$$V = N_{\text{zile}} \cdot N_{\text{persoane}} \cdot V_{\text{persoan\u0103}} \quad 7.3$$

- $N_{\text{zile}}$  - num\u0103rul de zile dintr-o lun\u0103;
- $N_{\text{persoane}}$  - num\u0103rul de persoane care utilizeaz\u0103 sistemul de \u00eenc\u0103lzire a apei;
- $V_{\text{persoan\u0103}}$  [ $\text{m}^3$ ] - volumul de ap\u0103 cald\u0103 pentru o persoan\u0103.

Volumul de ap\u0103 cald\u0103 consumat variaz\u0103 considerabil de la persoan\u0103 la persoan\u0103 \u015fi de la zi la zi. Acesta depinde de condi\u021biile meteorologice, dar \u015fi de varia\u021bi factori socio-economici.

Volumul minim al rezervorului de stocare  $V_{\text{rezervor min}}$ , se poate calcula cu rela\u021bia:

$$V_{\text{rezervor min}} = \frac{N_{\text{persoane}} \cdot V_{\text{persoan\u0103}} \cdot (T_{\text{ap\u0163 cald\u0103}} - T_{\text{ap\u0163 rece}})}{T_{\text{rezervor}} - T_{\text{ap\u0163 rece}}} \quad 7.4$$

- $T_{\text{rezervor}}$  - temperatura apei calde din rezervorul de stocare .

## 7.2. Calculul termic al sistemelor de stocare a apei calde menajere

Fluxul termic  $\dot{Q}_{\text{rezervor}}$  al fluidului stocat la temperatur\u0103 constant \u00eentr-un interval de temperatur\u0103 finit ( $\Delta T_{\text{rezervor}}$ ) este dat de:

$$Q_{\text{rezervor}} = (m \cdot c_p)_{\text{rezervor}} \cdot \Delta T_{\text{rezervor}} \quad 7.5$$

- $m$  [kg] - cantitatea de apă caldă stocată.

Bilanțul energetic al rezervorului de stocare este:

$$(m \cdot c_p)_{\text{rezervor}} \cdot \frac{dT_{\text{rezervor}}}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_{\text{cerere}} - \dot{Q}_{\text{dt}} \quad 7.6$$

- $\dot{Q}_u$  [W] – fluxul energiei solare colectate furnizat rezervorului de stocare;
- $\dot{Q}_{\text{cerere}}$  [W] – fluxul de energie pierdut la încărcarea rezervorului;
- $\dot{Q}_{\text{dt}}$  [W] – fluxul pierderilor de energie de la rezervorului de stocare.

Pierderea de căldură din rezervorul de stocare este dată de relația:

$$\dot{Q}_{\text{dt}} = (UA)_{\text{rezervor}} \cdot (T_{\text{rezervor}} - T_a) \quad 7.7$$

- $(UA)_{\text{rezervor}}$  [W/°C] – produsul dintre coeficientul pierderilor de căldură și suprafața rezervorului;
- $T_a$  [°C] – temperatura mediului ambiental unde este localizat rezervorul.

Pentru a se determina performanța rezervorului de stocare, ecuația 7.7 se poate rescrie sub forma diferenței finite ca:

$$(m \cdot c_p)_{\text{rezervor}} \cdot \frac{T_{\text{rezervor}-n} - T_{\text{rezervor}}}{\Delta t} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_{\text{cerere}} - \dot{Q}_{\text{dt}} \quad 7.8$$

sau:

$$T_{\text{rezervor}-n} = T_{\text{rezervor}} + \frac{\Delta t}{(m \cdot c_p)_{\text{rezervor}}} \cdot [\dot{Q}_u - \dot{Q}_{\text{cerere}} - (UA)_{\text{rezervor}} \cdot (T_{\text{rezervor}} - T_a)] \quad 7.9$$

- $T_{\text{rezervor}-n}$  [°C] – temperatura nouă a rezervorului după intervalul de timp  $\Delta t$ .

Prin utilizarea acestei ecuații se presupune ca pierderile de căldură să fie constant în perioada respectivă  $\Delta t$ . Cel mai utilizat interval de timp utilizat este o oră, întrucât valorile radiației solare sunt de obicei disponibile din oră în oră.

### 7.3. Cercetări privind utilizarea energiei solare pentru prepararea apei calde menajere

Calculul de dimensionare a sistemelor solare pentru încălzirea apei presupun cunoașterea următoarelor mărimi:

- unghiul de înclinare optim al colectorului solar;
- radiația medie globală incidentă pe suprafața colectorului;
- consumul zilnic de apă caldă și distribuția acestuia pe parcursul a 24 ore;
- suprafața colectorului solar;
- temperatura minimă a apei în luna cu cea mai mică radiație solară.

Sistemele solare cu suprafețe plane se construiesc fără urmărire a soarelui și se montează sub un unghi optim față de planul orizontal pentru localitatea dată și durata de exploatare pe parcursul anului. În figura 7.1 se prezintă radiația solară directă pe planul orizontal  $G_b$  și radiația solară pe un plan înclinat  $G_{b\beta}$ . Radiația perpendiculară pe suprafața planului este notată cu  $G_n$ . Este necesară calcularea raportului dintre  $G_b$  și  $G_{b\beta}$ , acesta notându-se cu  $R_b$ .

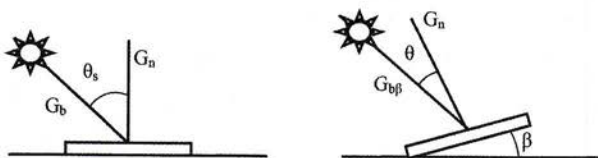


Figura 7.1: Radiația directă pe o suprafață orizontală și pe o suprafață înclinată

Din această figură rezultă:

$$G_b = G_n \cdot \cos \theta_s \quad 7.10$$

$$G_{b\beta} = G_n \cdot \cos \theta \quad 7.11$$

iar raportul  $R_b$ :

$$R_b = \frac{G_n \cdot \cos \theta}{G_n \cdot \cos \theta_s} \quad 7.12$$

Pentru locația aleasă, Galați (latitudinea  $45^\circ$ ) au fost calculate valorile raportului  $R_b$ , diferența  $\Phi-\beta$  variind de la 0 până  $\pm 20^\circ$ , cu un pas de  $5^\circ$ . Rezultatele sunt prezentate în tabelul 7.1.

Tabel 7.1: Raportul  $R_b$  în funcție de de diferența  $\Phi-\beta$

$\Phi-\beta$	I	F	M	A	M	I	I	A	S	O	N	D
0	2.75	2.07	1.51	1.11	0.88	0.79	0.83	1.00	1.33	1.86	2.54	3.01
5	2.65	2.02	1.50	1.12	0.91	0.83	0.87	1.02	1.33	1.82	2.46	2.89
10	2.48	1.92	1.47	1.14	0.95	0.88	0.91	1.05	1.32	1.75	2.31	2.69
15	2.31	1.83	1.43	1.14	0.98	0.91	0.94	1.07	1.30	1.68	2.16	2.49
20	2.13	1.72	1.38	1.14	1.00	0.94	0.97	1.07	1.28	1.59	2.00	2.28
-5	2.86	2.12	1.51	1.08	0.84	0.74	0.79	0.96	1.32	1.89	2.63	3.14
-10	2.98	2.15	1.50	1.04	0.79	0.69	0.73	0.92	1.29	1.91	2.70	3.24
-15	3.01	2.17	1.48	0.99	0.73	0.63	0.68	0.87	1.26	1.91	2.75	3.23
-20	3.05	2.17	1.45	0.94	0.67	0.57	0.62	0.81	1.22	1.90	2.78	3.38

Dacă se optează pentru adoptarea unui unghi optim de înclinare pentru fiecare lună trebuie alese din tabelul 7.2 unghiul de înclinare pentru care corespunde valoarea cea mai mare a energiei soare globale.

Tabel 7.2: Creșterea cantității de energie funcție de unghiul  $\beta$  fața de cantitatea de energie pe plan orizontal

		I	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
$\beta=\Phi-20$	%	40.91	30.21	16.73	5.46	-1.79	-5.26	-3.61	3.16	15.65	31.06	39.07	42.99
$\beta=\Phi-15$	%	46.79	34.06	18.07	4.74	-3.74	-7.74	-5.86	1.98	16.64	34.95	44.58	49.29
$\beta=\Phi-10$	%	51.80	37.10	18.70	3.42	-6.2	10.69	-8.60	0.20	16.89	37.98	49.22	54.70
$\beta=\Phi-5$	%	56.93	39.95	18.80	1.31	-9.61	14.59	12.30	-2.50	16.43	40.71	53.91	60.32
$\beta=\Phi$	%	59.01	40.65	17.83	-1.00	12.66	17.93	15.51	-5.11	15.16	41.38	55.73	62.69
$\beta=\Phi+5$	%	61.16	41.14	16.33	-4.06	16.59	22.16	19.63	-8.61	13.20	41.73	57.56	65.20
$\beta=\Phi+10$	%	62.31	40.76	14.14	7.66	20.94	26.75	24.14	12.64	10.52	41.16	58.40	66.70
$\beta=\Phi+15$	%	62.47	39.52	11.28	11.78	25.69	31.67	29.02	17.15	7.14	39.69	58.26	67.18
$\beta=\Phi+20$	%	61.62	37.42	7.76	16.37	30.80	36.88	34.23	22.13	3.09	37.33	57.14	66.63

Variațiile energiei globale, directe și difuze colectate vor arăta ca în figurile 7.2, 7.3 și 7.4.

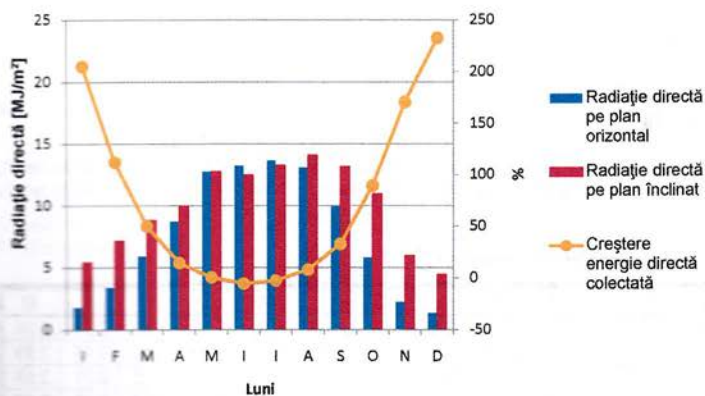


Figura 7.2: Variația energiei directe pe planul orizontal și pe planul înclinat

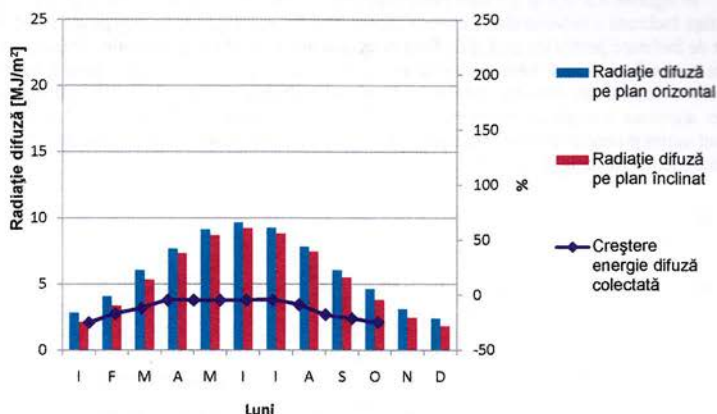


Figura 7.3: Variația energiei difuze pe planul orizontal și pe planul înclinat

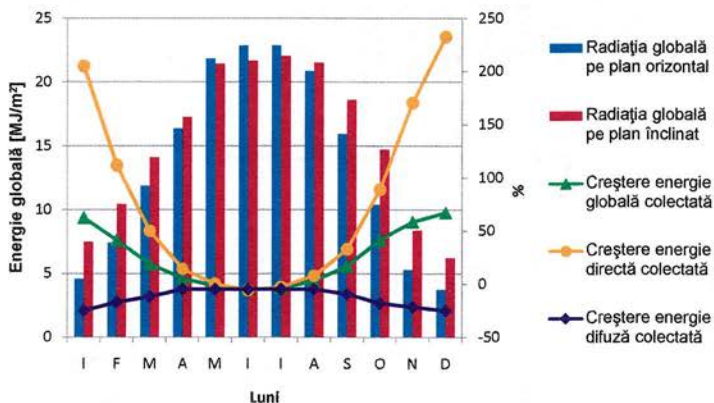


Figura 7.4: Variația energiei globale pe planul orizontal și pe planul înclinat

Se poate observa că maximum de energie globală pe planul înclinat pentru  $\beta$  optim pentru fiecare lună (diferența  $\Phi-\beta$  variind de la 0 până  $\pm 20^\circ$ , cu un pas de  $5^\circ$ ) mai, iunie, iulie este de fapt mai mic decât valoarea energie globale pe planul orizontal. Pentru aceste luni unghiul de înclinare al colectorului are valoare apropiată de 0. Valoarea maximă a raportului  $R_p$  pentru lunile mai, iunie, iulie este de 1.00448, 1.00023, 1.00224 pentru  $\beta=1.5$ .

În figurile 7.5, 7.6 și 7.7 sunt prezentate radiația directă, difuză și globală pe suprafața înclinată a colectorului, în prima diagramă fiind reprezentate în funcție de unghiul optim de înclinare pentru tot anul, în a doua diagramă în funcție de unghiul optim de înclinare pentru perioada cuprinsă între martie și octombrie, iar în a treia diagramă pentru lunile noiembrie, decembrie, ianuarie, februarie. Unghiurile optime au fost alese prin calcularea mediei algebrice a unghiurilor optime pentru fiecare lună din perioada considerată. Astfel, unghiul optim  $\beta$  pentru tot anul este egal cu  $\Phi-5$ , pentru perioada martie octombrie  $\beta = \Phi-20$ , iar pentru lunile de iarnă  $\beta = \Phi+10$ .

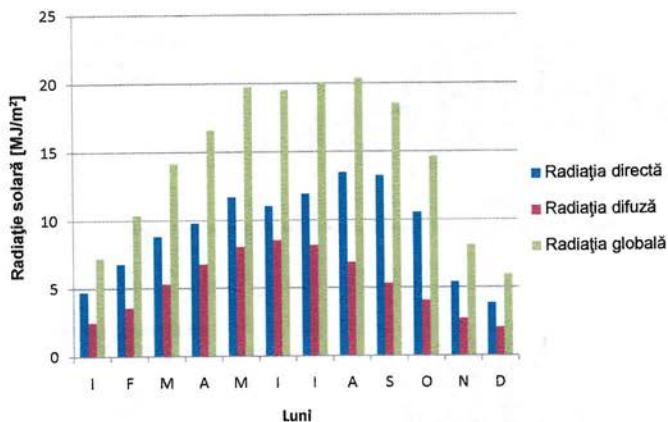


Figura 7.5: Radiația directă, difuză și globală pentru  $\beta = \Phi - 5$

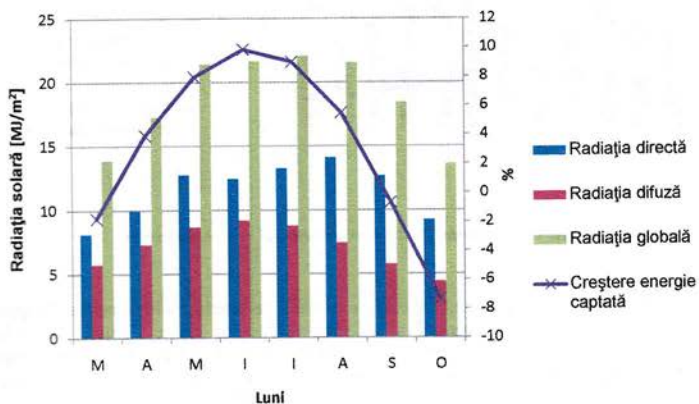


Figura 7.6: Radiația directă, difuză și globală pentru  $\beta = \Phi - 20$  și creșterea de energie captată în comparație cu energia captată când  $\beta = \Phi - 5$



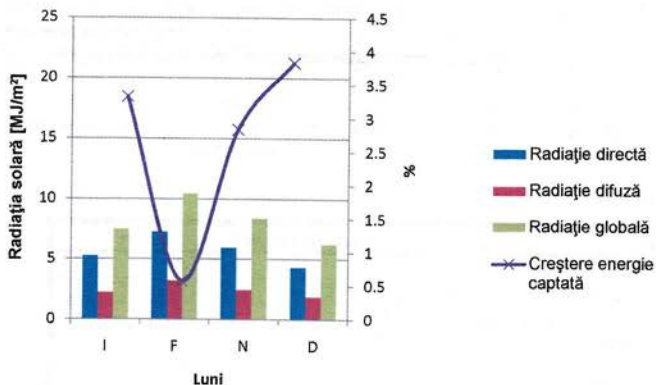


Figura 7.7: Radiația directă, difuză și globală pentru  $\beta = +10$  și creșterea de energie captată în comparație cu energia captată când  $\beta = -5$

În figura 7.6 se observă că în lunile martie, septembrie, octombrie are loc o scădere a cantității de energie solară captată pentru unghiul ales  $\beta = -20$ , față de situația în care  $\beta = -5$ . Astfel, pentru această perioadă de câteva luni (perioada martie - octombrie), trebuie luată în considerare în primul rând cantitatea de energie captată în luni martie, septembrie și octombrie, având grijă totodată ca în lunile de vară, aceasta să nu scadă sub nivelul necesar. Pentru lunile de vară se va opta pentru un unghi de înclinație  $\beta = -15$ .

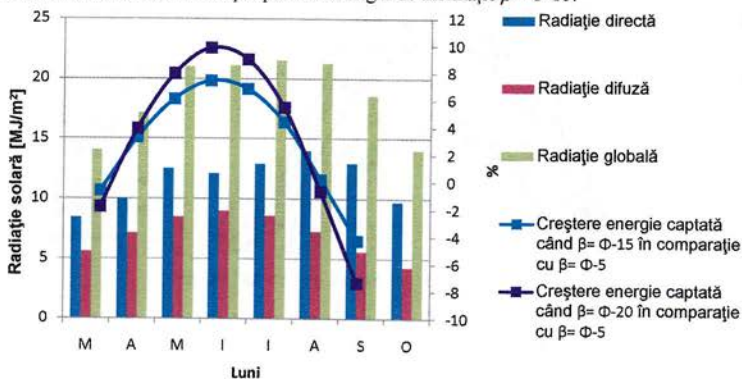


Figura 7.8: Radiația directă, difuză și globală pentru  $\beta = -15$  și creșterea de energie captată în comparație cu energia captată când  $\beta = -5$  și  $\beta = -20$

Din figurile 7.6 și 7.7 se poate concluziona că prin modificarea unghiului de înclinare de două ori pe an, o dată în martie și o dată în septembrie, crește cantitatea de energie captată de colector cu până la 3% în lunile de iarnă față de crește cantitatea de energie captată când se optează pentru un unghi de înclinare pentru tot anul. Același lucru se observă și pentru lunile de vară, procentul energiei captate crescând cu până la 8% în luna iunie.

Pentru lucrarea prezentată au fost alese câteva valori uzuale pentru proprietățile și parametrii colectorului solar plat plan, aceste fiind prezentate în tabelul 7.3.

Tabel 7.3: Caracteristicile colectorului

Parametru	Unitate de măsură	Valoare
Aria de colectare $A_c$	$m^2$	6
Coeficientul pierderilor de căldură $U_l$	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	2.5
Temperatura fluidului de lucru $T_f$	$^\circ C$	40
Temperatura ambient $T_a$	$^\circ C$	15
Produsul $\tau\alpha$	-	0.95
Factorul de transfer de căldură $F_R$	-	0.86

A fost calculat câștigul de energie utilă al colectorului pentru unghiurile de înclinare optime pentru fiecare perioadă considerată. Au fost trasate diagrame (figurile 7.9, 7.10, 7.11) pentru câștigul de energie utilă pe parcursul unei zile a fiecărei luni, unghiul  $\beta$  având valori  $\Phi+10$ (iarnă),  $\Phi-15$ (vara) și  $\Phi-5$ (tot anul).

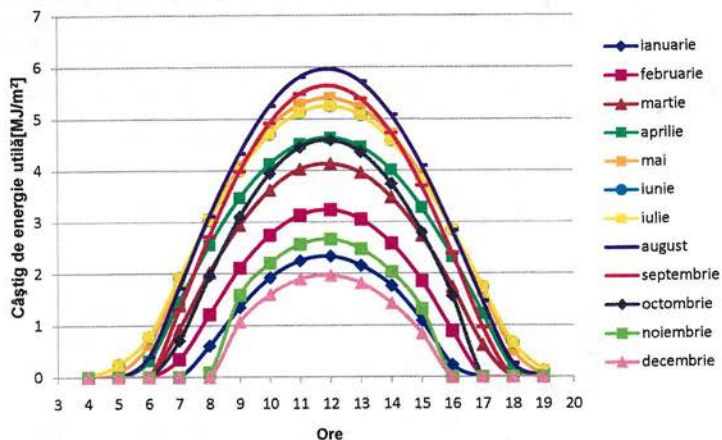


Figura 7.9: Câștigul de energie când  $\beta = \Phi - 5$  tot anul

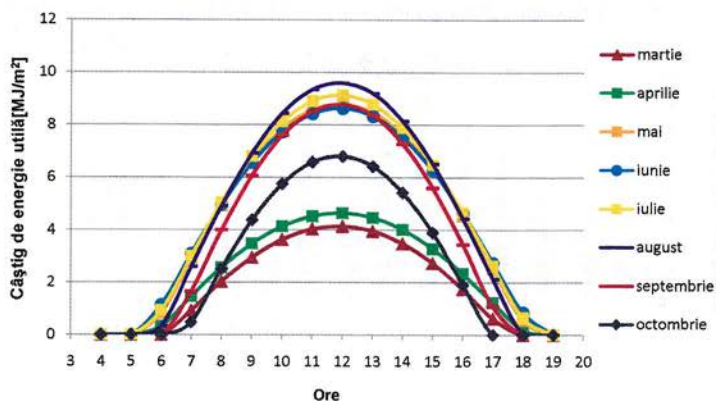


Figura 7.10: Căștigul de energie când  $\beta = \Phi - 15$  vara

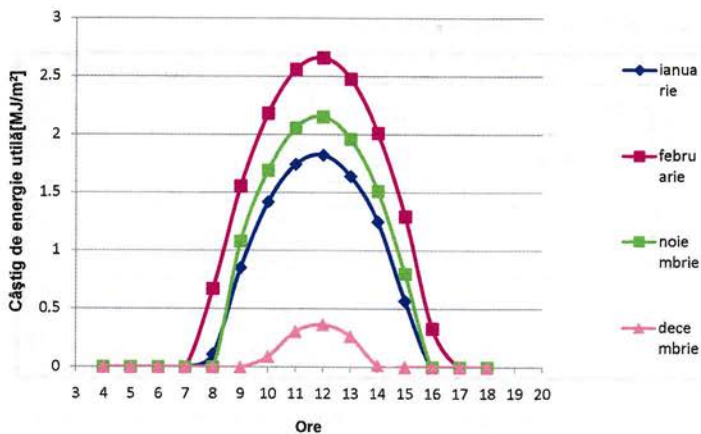


Figura 7.11: Căștigul de energie când  $\beta = \Phi + 10$  iarna

Datorită unghiului  $\beta$ , în figura 7.9 se observă că la ora 12 căștigul de energie utilă este mai mare în luna septembrie decât în lunile iunie și iulie, deși căștigul de energie din toată ziua este mai mic în luna septembrie (figura 7.12). La fel se observă și în figura 7.10, când la ora amiezii, cantitatea de energie utilă este mai mare în luna octombrie față de luna aprilie, iar

din figura 7.9 se remarcă faptul că energia utilă câștigată este mai mare în luna aprilie față de luna octombrie.

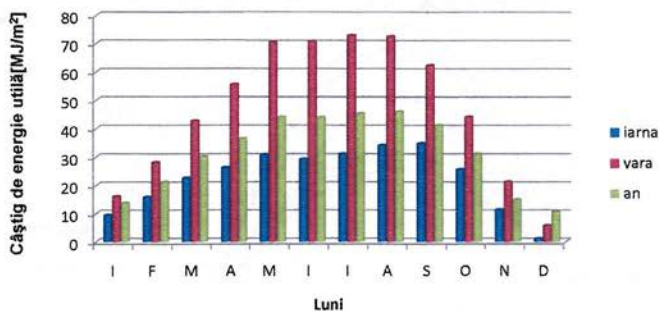


Figura 7.12: Câștig zilnic de energie utilă

Distribuția consumului de apă caldă în procente din consumul zilnic, pe parcursul a 24 de ore este prezentată în tabelul 7.4 [11].

Tabel 7.4: Distribuția de apă caldă pe parcursul a 24 de ore

Ora	Consum [%]	Ora	Consum [%]
0-1	0	12-13	4.6
1-2	0	13-14	4.6
2-3	0	14-15	4.6
3-4	0	15-16	4
4-5	0	16-17	4.2
5-6	3	17-18	4.5
6-7	5.2	18-19	5.7
7-8	5.4	19-20	7.8
8-9	4.6	20-21	9.1
9-10	4.4	21-22	9.1
10-11	3.9	22-23	6.5
11-12	4	23-24	4.7

Deoarece necesarul de energie termică nu poate fi acoperit numai de către energia utilă a colectorului solar, mai ales în lunile de iarnă, s-a considerat un sistem de încălzire format din colector solar și o sursă auxiliară de încălzire electrică.

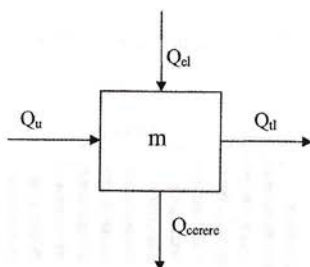


Figura 7.13: Bilanțul energetic al rezervorului de stocare

Atunci:

$$(m \cdot c_p)_{\text{rezervor}} \cdot \frac{dT_{\text{rezervor}}}{dt} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{el} - \dot{Q}_{cerere} - \dot{Q}_t \quad 7.13$$

și:

$$T_{\text{rezervor}-n} = T_{\text{rezervor}} + \frac{\Delta t}{(m \cdot c_p)_{\text{rezervor}}} \cdot [\dot{Q}_u + \dot{Q}_{el} - \dot{Q}_{cerere} - (UA)_{\text{rezervor}} \cdot (T_{\text{rezervor}} - T_a)] \quad 7.14$$

Temperatura apei de consum nu trebuie să scadă niciodată sub o valoare minimă  $T_{\text{rezervor minim}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , pentru aceasta sistemul auxiliar de încălzire poate intra în funcțiune. Astfel vor fi puse următoarele condiții:

- dacă  $T_{\text{rezervor}-n} \geq T_{\text{rezervor minim}}$ , atunci sistemul auxiliar nu funcționează  $\dot{Q}_{el} = 0$  7.15

- dacă  $T_{\text{rezervor}-n} < T_{\text{rezervor minim}}$ , sistemul auxiliary funcționează  $\dot{Q}_{el} = \dot{Q}_{cerere} + (UA)_{\text{rezervor}} \cdot (T_{\text{rezervor minim}} - T_a)$  7.16

În urma examinării câștigului de energie utilă și a necesarului de energie pentru producerea apei calde se poate concluziona că începând cu luna martie și până în octombrie, necesarul de energie este acoperit între orele 7 și 16 de energia utilă solară.

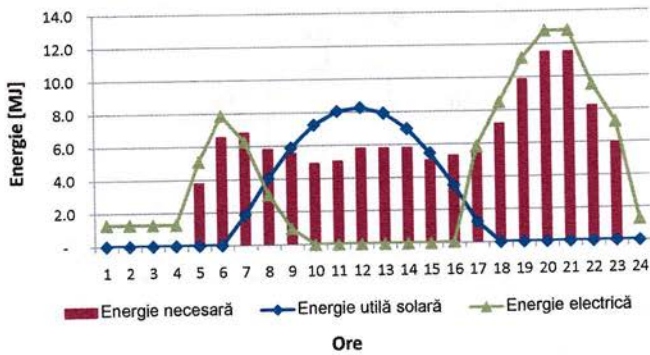


Figura 7.14: Energia utilă câștigată și necesarul de energie pentru încălzirea apei în martie

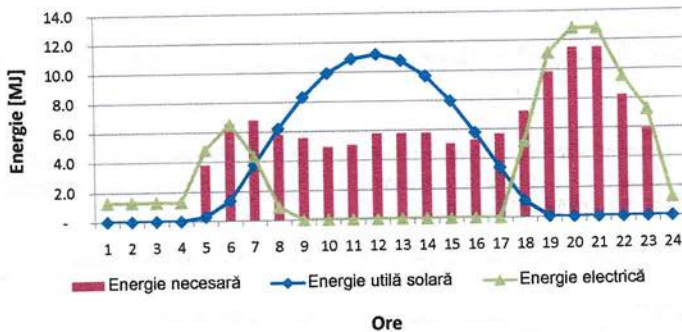


Figura 7.15: Energia utilă câștigată și necesarul de energie pentru încălzirea apei în iulie

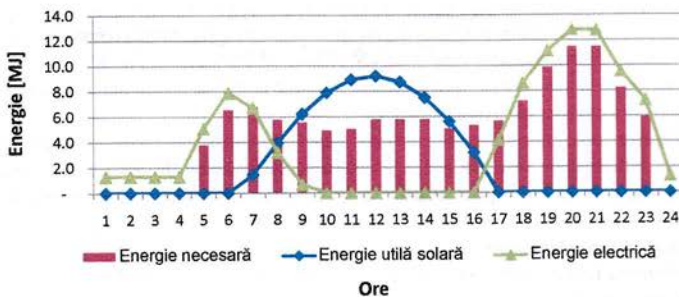


Figura 7.16: Energia utilă câștigată și necesarul de energie pentru încălzirea apei în ianuarie octombrie

## 8. Concluzii finale și contribuții personale

### 8.1. Concluzii finale

Prin realizarea studiului privind creșterea eficienței utilizării energiei solare, care face obiectul prezentei teze de doctorat, au rezultat o serie de concluzii după cum urmează:

- energia solară se încadrează în rândul energiilor regenerabile, având o mare disponibilitate teritorială și fiind cea mai ușor de utilizat sub diferite forme: energie termică, energie mecanică, energie electrică, energie chimică.
- adoptarea colectoarelor solare trebuie să se facă ținând seamă de scopul în care este utilizată energia colectată, parametrii necesari la consumatori, simplitatea constructivă, întreținere comodă, toate acestea corelate cu o eficiență cât mai ridicată.
- pentru prepararea apei calde menajere, cele mai adecvate sunt instalațiile solare cu colectoare plane sau colectoare parabolice compuse cu grad relativ scăzut de concentrare, precum și instalațiile solare cu tuburi vidate și tuburi termice individuale.
- eficiența energetică zilnică maximă a colectoarelor plane și parabolice compuse depinde de latitudinea locului în care sunt amplasate acestea, prin poziția soarelui pe bolta cerească și prin intensitatea radiației solare, dependentă la rândul ei de ziua și luna din an. Acesta înseamnă că cea mai mare eficiență energetică anuală s-ar obține prin adoptarea unor sisteme de podificare continuă a unghiului de înclinare a panourilor solare, ceea ce ar fi foarte complicat și cu cheltuieli ridicate.
- în condițiile adoptării strategiei de menținere pe tot parcursul a unghiului de înclinare a colectoarelor solare, sau modificarea a acestuia de două ori pe an, se poate determina valoarea optimă a acestui unghi și a raportului optim de concentrare, deasemenea funcție de latitudinea locului și în condiția realizării unui câștig energetic anual maxim.
- câștigul de energie colectată depinde de strategia adoptată privind unghiul de înclinare a colectoarelor. Astfel, dacă se folosește un sistem de urmărire continuă a soarelui, colectorul

este orientat întotdeauna spre soare și unghiul de incidență este egal cu 0 la orice oră, iar câștigul de energie este optim pentru un raport de concentrare  $C=2$ . Pentru colectoarele plate ( $C=1$ ) câștigul de energie este mai mare cu 20.6%, 23.06%, respective 32.52% față de situația în care  $\beta=\Phi$ ,  $\beta$  modificat sezonally, respectiv  $\beta$  este optimizat pentru întreg anul, unde  $\beta$  este unghiul colectorului iar  $\Phi$  este latitudinea locului.

- la conceperea instalațiilor solare de preparare a apei calde menajere, randamentul energetic este direct influențat de structura adoptată pentru aceste instalații. În acest sens, se poate obține o eficiență crescută prin includerea în structura instalației a unui rezervor de acumulare, dimensionat în concordanță cu distribuția consumului zilnic de apă caldă și cu capacitatea colectoarelor solare.

- dimensionarea tuturor componentelor instalației solare trebuie să se realizeze în condiția realizării unei variații în limite restrânse a temperaturii apei în rezervorul de consum, astfel încât să fie asigurată temperatura minimă de confort la consumatorii de apă caldă.

## 8.2. Contribuții personale

Prin parcurgerea etapelor prezentei cercetări, în conformitate cu obiectivele propuse, consider că următoarele realizări și rezultate constituie contribuții științifice personale:

1. Definirea și sistematizarea noțiunilor legate de parametrii radiației solare, care sunt necesari pentru implementarea oricărui sistem de utilizare a energiei solare. În acest sens au fost prezentate relațiile de definiție și de calcul pentru irradiație, iradierea, constanta solară, radiația directă, radiația difuză, radiația solară totală, radiația reflectată, distribuția spectrală a radiației solare, caracteristicile radiației solare la nivelul solului, precum și parametrii care descriu poziția momentană a soarelui de care depinde mărimea fluxului de energie preluat de colectoarele solare.

2. Clasificarea și prezentarea tipurilor de colectoare solare în concordanță cu scopul urmărit pentru utilizarea energiei colectate, dar și cu principiile de funcționare și parametrii structurali ai acestora. În mod deosebit s-a insistat pe colectoarele solare utilizate pentru producerea căldurii: colectoare plane, colectoare cu tuburi vidate și tuburi termice, colectoare parabolice compuse, colectoare cilindro-parabolice, colectoare reflectoare liniare Fresnel, colectoare tip farfurie parabolică.

3. Definirea proceselor termodinamice și fluidodinamice care au loc în instalațiile energetice de captare și utilizare a energiei solare. Astfel, pentru procesele de transfer de căldură prin conducție, convecție și radiație, precum și pentru procesele de curgere a fluidelor de lucru s-au stabilit cele mai adecvate relații de calcul a parametrilor de lucru, funcție de parametrii independenți și de asemenea corelațiile dintre procese prin ecuațiile de bilanț energetic și de bilanț energetic corespunzătoare.

4. Modelarea matematică a colectoarelor solare plane și a celor parabolice compuse, în vederea determinării energiei utile și a eficienței energetice a acestora. Modelul cuprinde relații pentru definirea poziției soarelui funcție de luna, ziua și ora curentă, ceea ce determină direcția radiației solare și incidența pe suprafața colectorului analizat, precum și relații de



stabilire a poziției colectoarelor plane și a celor parabolice compuse, precum unghiul de înclinare, unghiul de azimut și unghiul rotire (numai pentru CPC), iar pe baza acestora se definește unghiul de colectare a radiației directe, iar pentru colectoarele parabolice, și unghiul de acceptare. Cu aceste mărimi s-au stabilit relațiile de calcul pentru radiația absorbită funcție de raportul de concentrare și pierderile de energie în mediu, acestea determinând energia utilă a colectoarelor solare.

5. Studiul comparativ a eficienței colectoarelor solare plane și parabolice compuse funcție de raportul de concentrare și unghiul de înclinare al colectoarelor. Studiul a fost realizat în timpul stagiului în Portugalia, ca urmare s-a plecat de la valorile radiației solare directe și difuze aferente orașului Porto. După determinarea unghiului de elevație a soarelui, unghiului de incidență, unghiului de colectare și unghiului de acceptanță, funcție de poziția locală a soarelui, de poziția de așezare a colectoarelor, respectiv de raportul de concentrare, s-au calculat și reprezentat grafic parametrii care pun în evidență eficiența colectoarelor analizate. Adică s-au trasat diagrame de variație a energiei totale câștigare lunar funcție de raportul de concentrare, a energiei utile pe parcursul unei zile, a energiei totale câștigate anual funcție de raportul de concentrare pentru cazul așezării orizontale a panoului solar și pentru cazul așezării după un unghi de înclinare egal cu latitudinea locului. În baza modelului matematic stabilit anterior s-a determinat raportul optim de concentrare, precum și unghiul optim de așezare a panourilor solare plane și parabolice compuse, în condiția câștigului maxim de energie utilă, pentru două situații: cu menținerea unghiului de înclinare a panourilor neschimbat pe tot parcursul anului, respectiv modificarea acestui unghi de două ori pe an.

6. Analiza avantajelor utilizării soluției cu tuburi termice și tuburi vidate individuale în construcția colectoarelor solare, pentru producerea apei calde.

7. Modelarea unei instalațiilor solare complete pentru prepararea apei calde menajere și optimizarea parametrilor acesteia astfel încât câștigul anual de energia termică la utilizatorii finali să fie maxim. Pentru aceasta s-a plecat de la distribuția zilnică a necesarului de căldură la consumatori și parametrii radiației solare corespunzători latitudinii la care este amplasată instalația solară. Prin corelarea dintre necesarul de căldură și energia colectata a rezultat modelul matematic al ansamblului instalației de preparare a apei calde cu ajutorul panourilor solare. Pe baza acestui model matematic au fost studiate fluxurile de energie care pot fi obținute prin instalația solară analizată funcție de unghiul de înclinare a panourilor solare, comparate în permanență cu distribuția necesarului la consumatori. Prin acest studiu au rezultat valorile optime ale unghiurilor de așezare a panourilor în cele două situații considerate: când panourile își mențin același unghi pe tot parcursul anului, respectiv când unghiul de așezare a panourilor se modifică de două ori pe an. Modelul matematic al instalațiilor solare pentru prepararea apei calde menajere, rezultat din acest studiu, are caracter general, putând fi aplicat pentru orice instalație de acest tip, modificându-se doar latitudinea locului de amplasare și parametrii radiației solare pentru locul de amplasare respectiv.

### Bibliografie selectivă:

1. **Sârbu, Ioan.** *Resurse regenerabile de energie.* s.l. : Tehnica instalațiilor, 2003. Vol. 13.
2. **Charron R, Athienitis AK.** *Design and optimization of net-zero energy solar.* s.l. : ASHRAE Transactions, 2006.
3. **Behrman, D.** *Solar energy. The awaking science.* 1979.
4. **Gheza Kelemen, Dana Ursu.** *Alternativa energetică: energia solară. Partea I: Argumente în favoarea utilizării energiei solare.* s.l. : Tehnica Instalațiilor, 2003. Vol. 5.
5. energie regenerabila. *gazetadeagricultura.* [Online] 2011.
6. **M. Balan, T. Madarasan, L. Jantschi, E. M. Podar, M. Damian.** *–Energii regenerabile.* s.l. : ed. U.T. Pres, Cluj-Napoca, 2007.
7. **G. Dumitrașcu, V. Macri, O.V. Stădoleanu.** *Utilizarea energiei solare.* s.l. : Timpul, Iasi, 1998.
8. [http://www.apricus.com/html/solar\\_typesofsolar.htm](http://www.apricus.com/html/solar_typesofsolar.htm). [Online]
9. **I. Burda, C. Neaga.** *Analiza eficienței termice a unor tipuri constructive de captatoare solare destinate încălzirii apei.* s.l. : Universitatea Politehnică București, 2010.
10. **Kalogirou, Soteris.** *Solar energy engineering: processes and systems.* s.l. : Academic Press, 2009.
11. **J. A. Duffie, W. A. Beckman.** *Solar Engineering of Thermal Processes.* 1980.
12. **Hellstrom, B.** *Calculation and Measurement Methods for the Performance of Solar Collectors.* 2005.
13. **Panait, T.** *Exergoeconomia sistemelor termoenergetice.* s.l. : Ed. Fundația Universității Dunărea de Jos, 2003.
14. **Suzuki, A.** *A fundamental equation for exergy balance on solar collectors.* s.l. : Solar Energy Engineering, 1988.
15. **S. Farahat, F. Sarhaddi, H. Ajam.** *Exergetic optimization of flat plate solar collectors.* s.l. : Renewable Energy, 2009. Vol. 34.
16. **Kotas, T.** *The exergy method of thermal plant analysis.* 1995.
17. **K.K. Dutta Gupta, S.K. Saha SK.** *Energy analysis of solar thermal collectors.* s.l. : Renewable, 1990.
18. **I. Luminosu, L. Fara.** *Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation.* s.l. : Energy, 2005. Vol. 47.

19. **H. Jouhara, O. Martinet, A.J. Robinson.** *Experimental Study of Small of Diameter Thermosiphons Charged with Water, FC 84, FC 77 and FC 3283.* s.l. : 5th European Thermal Science Conference, The Netherlands, 2008.
20. **Azad, E.** *Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector.* s.l. : Experimental Thermal and Fluid Science, 2008. Vol. 32.
21. **Damian, V.** *Recuperari energetice. Energii regenerabile.* s.l. : Ed. Academica, 2008.
22. **Reddy, T. G.** *Design and Sizing of Active Solar Thermal Systems.* s.l. : Oxford University Press, 1987.
23. **Center, NAHB Research.** *Domestic Hot Water System Modeling for the Design of Energy Efficient Systems.* 2002.
24. **I. Bostan, V. Dulgheru, I. Sobor, V. Bostan, A. Sochirean.** – *Sisteme de conversie a energiilor regenerabile.* 2007.
25. **H. Petcu, A. Badea.** *Theoretical and experimental assessment of stationary and dynamic running of one flat plate solar collector.* s.l. : U.P.B. Sci. Bull, 2010. Vol. 72.
26. **Petcu, H.** *Sisteme hibride de producere a energiei termice cu ajutorul energiei solare.*
27. **Palyvos, J.** *A survey of wind convection coefficient correlation for building envelope energy systems modeling.* s.l. : Applied Thermal Engineering, 2008.

## LISTA COMPLETĂ A LUCRĂRILOR ELABORATE ȘI/SAU PUBLICATE

### A. Articole în curs de publicare în reviste cotate ISI

1. J.Martins, **A. Teodoru**, T. Panait, K. Uzuneanu, „Studies on Concentration Ratio and Orientation for Solar Collectors with Low Concentration Ratio”, Journal of Environmental Protection and Ecology
2. D. Tasma, T. Panait, K. Uzuneanu, **A. Teodoru**, „Energy and Exergy Analyses of Biomass Gasification”, Journal of Environmental Protection and Ecology.

### B. Articole publicate în reviste indexate în baze de date internaționale (BDI)

3. **Alexandrina TEODORU**, Tănase PANAIT, Krisztina UZUNEANU, Daniela TASMA, Cătălin MOCANU, „About Orientation of Solar Collector”, Revista Termotehnica / Thermal Engineering, supliment 2, 2011, ISSN-L 1222-4057, BDI: INDEX COPERNICUS INTERNATIONAL, Online: ISSN 2247-1871

4. Panait T., Uzuneanu K., Drăgan M., Ciocea Gh., Stratulat E., **Teodoru A.**, Cogenerative plants using the energy from biomass. Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics Nr. 52, Vol. II, 2009, pg. 199-204

**Lucrări acceptate, în curs de publicare în reviste indexate în baze de date internaționale (BDI):**

5. **Alexandrina Teodoru**, Tanase Panait, Krisztina Uzuneanu, Daniela Tasma, Catalin Mocanu, "Setting the optimum angle of solar collectors settlement", The Annals of University "Dunărea de Jos" of Galati, Fascicle IX – Metallurgy and Materials Science, 2012.
6. Daniela TASMA, Tănase PANAIT, **Alexandrina TEODORU**, Georgiana ROLEA, "Energetic and exergetic efficiency of biomass gasification processes" , The Annals of University "Dunărea de Jos" of Galati, Fascicle IX – Metallurgy and Materials Science, 2012.
7. Catalin Bogdan MOCANU, Panait TANASE, **Alexandrina TEODORU**, Daniela TASMA, Comparison the efficiency of three types of solar collectors, The Annals of University "Dunărea de Jos" of Galati, Fascicle IX – Metallurgy and Materials Science, 2012

**C. Articole publicate în buletine ale conferințelor internaționale**

8. **Alexandrina TEODORU**, Elena STRATULAT - The analyse of physico-chemical characteristics of biomass used for co-burning. Proceedings of 3rd International Conference on Thermal Engines and Environmental Engineering – METIME, June 4-6, Ed. Fundației Universitare Dunărea de Jos Galati, Romania, 2009, ISBN 978-973-627-442-8
9. Tănase Panait, Krisztina Uzuneanu, Marcel Drăgan, Elena Stratulat, Gheorghe Ciocea, **Alexandrina Teodoru**,- Heat production from biomass in cogeneration plants. Proceedings of 3rd International Conference on Thermal Engines and Environmental Engineering – METIME, June 4-6, Ed. Fundației Universitare Dunărea de Jos Galati, Romania, 2009, ISBN 978-973-627-442-8, pg. 113-116
10. **Teodoru Alexandrina**, Panait Tănase, Uzuneanu Krisztina, Tasma Daniela, Catalin Mocanu, "Optimum tilt angle for solar collectors with low concentration ratio", Proceedings of the 8-th international conference on industrial power engineering , pag. 238-243, 14-15 aprilie 2011, Bacău
11. Tasma Daniela, Panait Tănase, **Teodoru Alexandrina**, Rolea G. Georgiana, "Thermodynamics analyses of biomass gasification", Proceedings of the 8-th international conference on industrial power engineering, pag. 232-237, 14-15 aprilie 2011, Bacău
12. Mocanu Catalin Bogdan, Panait Tanase, **Teodoru Alexandrina**, Tasma Daniela, "The difference between three types of solar collectors: Review", Proceedings of the 8-th international conference on industrial power engineering, pag. 219-224, 14-15 aprilie 2011, Bacău

#### **D. Lucrări prezentate la simpozioane internaționale:**

13. **Alexandrina Teodoru**, Tanase Panait, Krisztina Uzuneanu, Daniela Tasma, Catalin Mocanu, "Setting the optimum angle of solar collectors settlement", International Workshop Research Quality In Doctoral School, Increased Industrial And International Visibility (POSDRU 19524), 13 – 14 July 2011, "Dunarea de Jos" University of Galați
14. Daniela TASMA, Tănase PANAIT, **Alexandrina TEODORU**, Georgiana ROLEA, "Energetic and exergetic efficiency of biomass gasification processes" , International Workshop Research Quality In Doctoral School, Increased Industrial And International Visibility (POSDRU 19524), 13 – 14 July 2011, "Dunarea de Jos" University of Galați
15. Catalin Bogdan MOCANU, Panait TANASE, **Alexandrina TEODORU**, Daniela TASMA, Comparison the efficiency of three types of solar collectors, International Workshop Research Quality In Doctoral School, Increased Industrial And International Visibility (POSDRU 19524), 13 – 14 July 2011, "Dunarea de Jos" University of Galați

#### **E. Articole publicate în buletine ale conferințelor naționale:**

16. Elena Stratulat, **Alexandrina Teodoru**, „ Metode de micșorare a cantității de carbon din cenușa rezultată în urma gazeificării biomasei”, A IX –a Conferință Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear și Energetică Urbană și Rurală, pp. 165-168, 2010