

39.974

Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați

Universitatea
Dunărea de Jos
Galați



Facultatea de Mecanică



TEZA DE DOCTORAT

RENTABILITATEA OBȚINERII ENERGIEI
ELECTRICE FOLOSIND CONCENTRATORI
SOLARI CILINDRO-PARABOLICI

- REZUMAT -

Doctorand:
ING. PARASCHIV SPIRU

Conducător științific:
PROF. DR. ING. ION C. IONIȚĂ

GALAȚI
2011

39. 979

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

Strada Domnească nr. 47, cod poștal 80008
Galați, România
E-mail: rectorat@ugal.ro



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

C 102360/2011.02.11

Către

Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați vă face cunoscut că în data de 16.12.2011, ora 10.30, în sala G102 a Facultății de Mecanică, va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată : "RENTABILITATEA OBTINERII ENERGIEI ELECTRICE FOLOSIND CONCENTRATORI SOLARI CILINDRO-PARABOLICI", elaborată de domnul/doamna ing. PARASCHIV SPIRU, în vederea conferirii titlului științific de doctor în Domeniul de doctorat - Inginerie mecanică.

Comisia de doctorat are următoarea componență :

- 1. Presedinte: Prof.univ.dr.ing. Elena SCUTELNICU
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați
- 2. Conducător de doctorat: Prof.univ.dr.ing. Ion IONITĂ
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați
- 3. Referent oficial: Prof.univ.dr.ing. Lucian MIHĂESCU
Universitatea POLITEHNICA București
- 4. Referent oficial: Prof.univ.dr.ing. Gheorghe POPESCU
Universitatea POLITEHNICA București
- 5. Referent oficial: Prof.univ.dr.ing. Tănase PANAIT
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați

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.

RECTOR,
Prof.dr.ing. Viorel MINZU

SECRETAR DOCTORAT,
Ing. Lutz AXINTE



CUPRINS

CAPITOLUL I	Introducere	3
CAPITOLUL II	Centralele termosolare cu concentratori cilindro-parabolici - stadiul actual al dezvoltării industriale	6
CAPITOLUL III	Model de calcul pentru determinarea duratei zilnice de strălucire a Soarelui.....	8
III.1.	Timpul solar și unghiurile solare	8
III.2.	Programul de calcul	10
CAPITOLUL IV	Studiu asupra eficienței termodinamice a unui colector solar cilindro-parabolic.....	11
IV.1.	Analiza termică a colectorului solar	11
IV.2.	Realizarea experimentului	16
IV.3.	Rezultate și discuții	18
IV.4.	Concluzii	22
CAPITOLUL V	Proiectarea și dimensionarea centralei termosolare cu concentratori cilindro-parabolici	23
V.1.	Modelul de calcul	23
CAPITOLUL VI	Rentabilitatea obținerii energiei electrice folosind concentratori solari cilindro-parabolici	35
VI.1.	Datele de intrare pentru modelul de calcul	35
VI.2.	Rezultatele analizei impactului economic	37
VI.3.	Beneficiile de mediu	41
CAPITOLUL VII	Concluzii	42
	Contribuții personale.....	45
	Bibliografie selectivă.....	46
	PUBLICAȚII.....	48

CAPITOLUL I

Introducere

Lumea întreagă a ajuns la concluzia că, dacă nu se iau măsuri imediate în cel mai scurt timp, planeta se va confrunta cu schimbări climatice ireversibile. Uniunea Europeană a formulat deja un răspuns clar sub forma unei politici integrate privind energia și schimbările climatice, a angajamentului ferm de a reduce emisiile de gaze cu efect de seră cu minimum 20% până în anul 2020. Acest lucru va contribui la preîntâmpinarea creșterii temperaturii pe glob cu peste 2°C, nivelul pe care oamenii de știință îl percep din ce în ce mai mult ca fiind punctul de la care nu mai există cale de întoarcere. Pentru a realiza acest obiectiv, trebuie să facem uz de resursele de energie într-un mod viabil și să luăm în serios trecerea la utilizarea în mai mare măsură a formelor de energie regenerabile, captarea și stocarea dioxidului de carbon și inversarea procesului de defrișare.

Primul capitol al tezei de doctorat prezintă impactul combustibililor fosili asupra mediului ambiant, impact generat de ritmul tot mai accelerat al dezvoltării economice din ultimele două secole, dar și de dependența tot mai accentuată a omenirii de consumul de combustibili fosili, care a generat și a amplificat o presiune din ce în ce mai mare asupra naturii și a mediului ambiant.

Aproximativ 80% din consumul de energie în UE este asigurat din combustibili fosili – petrol, gaze naturale și cărbune – toți aceștia reprezentând surse majore de emisii de CO₂. Cu toate acestea, combustibilii fosili sunt o sursă finită care se va epuiza în cea mai mare parte până la jumătatea secolului prezent. Reducerea utilizării combustibililor fosili contribuie astfel la îmbunătățirea siguranței aprovizionării cu energie a UE, precum și la limitarea schimbărilor climatice. În plus, resursele de combustibili fosili ale UE se epuizează într-un ritm mai rapid decât cele ale restului lumii. Ea devine din ce în ce mai dependentă de importuri, fiind, prin urmare, din ce în ce mai vulnerabilă la șocuri în ceea ce privește aprovizionarea și prețurile. Dat fiind faptul că UE are puține surse proprii de combustibili fosili, diversificarea către aprovizionarea cu mai multă energie produsă pe plan intern va necesita utilizarea într-o mai mare proporție a tehnologiilor sărace în emisii de carbon, bazate pe surse de energie nepoluante, precum energia eoliană, solară, hidroelectrică și biomasa.

Prin tematica abordată, teza de doctorat intitulată „**Rentabilitatea obținerii energiei electrice folosind concentratori solari cilindro-parabolici**” se înscrie la nivelul preocupărilor existente pe plan național și mondial în domeniul sistemelor de conversie a energiei solare, cercetările teoretice fiind orientate spre conceperea unor modele de estimare a radiației solare, de proiectare și dimensionare a unei centrale termosolare cu captatori cilindro-parabolici, precum și demonstrarea rentabilității obținerii energiei electrice prin acest tip de conversie, comparativ cu centralele convenționale pe bază de combustibili fosili.

Primul capitol al tezei de doctorat prezintă impactul utilizării combustibililor fosili asupra mediului ambiant precum și un scenariu privind producerea sustenabilă a energiei electrice (TRANS-CSP) prognozându-se prin intermediul acestuia asigurarea necesarului de energie electrică atât la nivel european cât și la nivelul României până în

anul 2050, precum și emisiile de CO₂ generate de producerea energiei electrice din diverse surse, costul energiei electrice și consumul de energie electrică pe cap de locuitor.

În figurile 1.1 – 1.3 sunt prezentate previziunile pentru țara noastră, conform scenariului TRANS-CSP pentru perioada 2000-2050 privind asigurarea necesarului de energie electrică, capacitățile energetice instalate și costul energiei electrice din diverse surse de producere a energiei electrice.

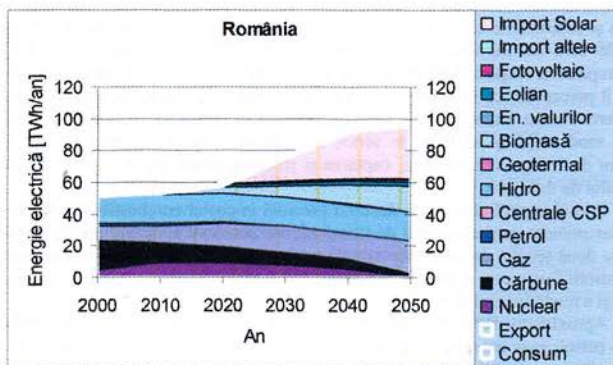


Fig. 1.1 – Asigurarea necesarului de energie electrică [42]

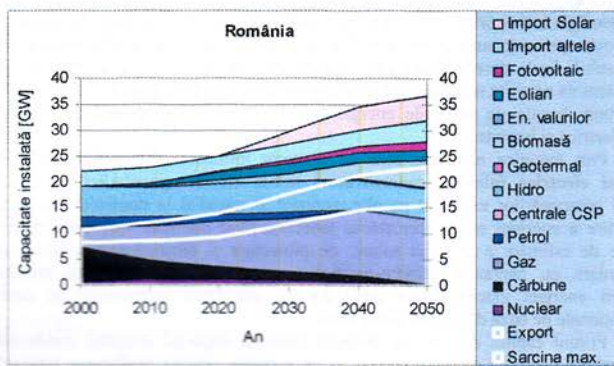


Fig. 1.2 – Previziune asupra capacităților instalate [42]

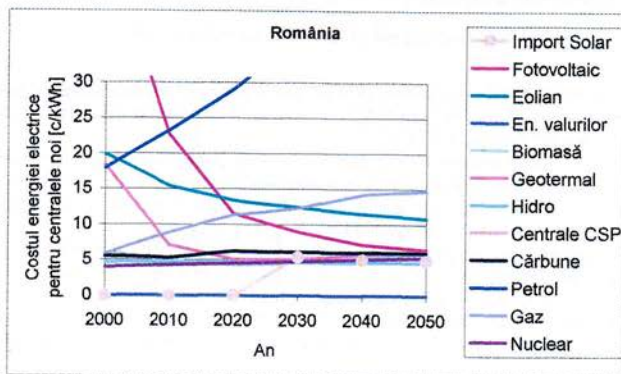


Fig. I. 3 – Previțiune asupra costului energiei electrice [42]

Putem concludiona faptul că formele regenerabile de energie sunt singurele surse de energie care devin mai ieftine odată cu trecerea timpului. Costul inițial mare al energiilor regenerabile este o investiție necesară pentru o aprovizionare cu energie mai curată și mai ieftină în viitorul apropiat și acest cost se amortizează imediat o dată ce pragul de rentabilitate a fost atins. Banii economisiți în trecut prin neinvestirea în surse regenerabile sunt cheltuiți astăzi de mai multe ori datorită escaladării prețurilor la combustibil și a costurilor externe ale consumului de energie. Costurile sociale externe de producere a energiei electrice pe bază de combustibili fosili au fost unanim acceptate de către Uniunea Europeană ca fiind de ordinul a 3 - 8 c€/kWh în termeni de costuri a energiei electrice, fără a contabiliza eventualele viitoare daune ireversibile asupra habitatului nostru. (ExternE 2003, EWEA 2002). [42]

CAPITOLUL II

Centralele termosolare cu concentratori cilindro-parabolici - stadiul actual al dezvoltării industriale

Capitolul 2 al tezei intitulată „*Rentabilitatea obținerii energiei electrice folosind concentratori solari cilindro-parabolici*” prezintă stadiul actual al dezvoltării industriei energiilor regenerabile pe plan mondial.

Acest capitol prezintă situația la nivel mondial în ceea ce privește construirea și exploatarea centralelor termosolare cu concentratori cilindro-parabolici, amplasamentele adecvate la nivel globului, precum și evoluția costurilor de capital pentru centralele termosolare noi în perioada 2011-2030 [43].

Capacitatea de energie din surse regenerabile existentă la nivel mondial a ajuns la o valoare estimată de 1320 GW în 2010, în creștere cu aproape 8% începând cu 2009. Capacitatea regenerabilă cuprinde acum aproximativ un sfert din capacitatea totală de putere globală generată (estimată la 4950 GW în 2010) și furnizează aproximativ 20% din energia electrică la nivel mondial, ponderea majoritară fiind deținută de energia hidroelectrică.

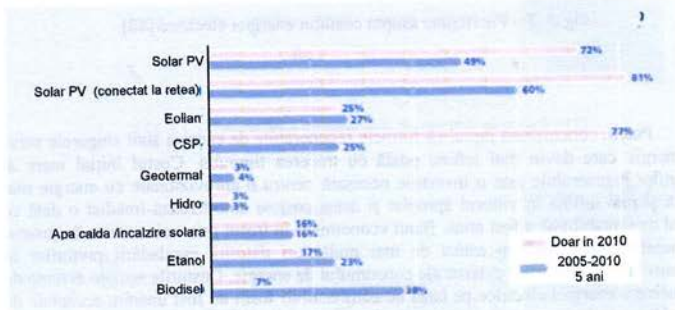


Figura II. 1 - Rata medie anuală de creștere a capacității de energie regenerabilă și a producției de biocombustibili (2005-2010) [38]

Centralele termosolare cu concentrare produc energie electrică prin convertirea energiei solare în energie termică de temperatură ridicată utilizând configurația variată a oglinzilor. Sistemele termosolare furnizează energie termică unei turbine sau motor pentru generarea energiei electrice.

Acste centrale utilizează oglinzi concave pentru a concentra razele solare pe suprafața absorbantă. Oglinda sau suprafața absorbantă își modifică orientarea în funcție de poziția soarelui. Centralele solare cu jgheaburi parabolice colectează energia cu oglinzi distribuite pe suprafețe mari ce concentrează radiația pe suprafețe absorbante

situate în centrul focal al fiecărei oglinzi. Lungimea acestui tip de colectoare este cuprinsă în funcție de tip între 20 și 150 m.



Fig. II.2 – Structura celei mai mari centrale solare din lume, Andasol în Spania, (Engineer Office Schlaich, Bergemann & Partner, Stuttgart, Germany)

Centralele termosolare (CST) sunt exploatabile economic doar în zone cu foarte multe zile însorite pe an, necesitând un cer senin și o radiație solară puternică, abundentă în sud-vestul Statelor Unite, Mexic, Africa de Nord, Orientul Mijlociu, Asia Centrală, Africa de Sud și Australia. Suficiente resurse solare se găsesc și în Europa de Sud precum și în China și India.

Scenariul "BLUE" publicat în *Energy Technology Perspectives 2008* al IEA (International Energy Agency), prevede că CST va furniza 5% din electricitatea mondială până în 2050. Rezultatele preliminare ale viitoarei hărți a energiei termo-solare de concentrare a IEA sugerează o contribuție de 12% a aprovizionării cu energie electrică la nivel mondial până în 2050 [45].

În diverse studii realizate spre exemplu la Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) și Trans-Mediterranean Renewable Energy Cooperation (TREC) se previzionează un potențial însemnat în aceste modalități de obținere economică a energiei în zonele deșertice din Africa de Nord și Orientul Mijlociu precum și în transportul cu pierderi reduse spre Europa [121], [126].



Figura II.3 - Ilustrație ce prezintă prin mărimea pătratelor roșii suprafața deșertică ce ar fi suficientă pentru acoperirea necesarului de energie globală a Europei [121], [126]

Acest potențial uriaș poate fi utilizat doar pentru o porțiune foarte mică, deoarece cererea locală de energie electrică este foarte limitată, deși este în continuă creștere. Dar în plus față de această cerere, energia electrică solară ar putea fi exportată către Europa, prin linii directe de transport al curentului de înaltă tensiune (HVDC). În acest context, generarea de energie electrică și desalinizarea apei pentru electroliză are o importanță deosebită. Cu costuri de transport pentru energia electrică mai mici de 2 c\$/kWh, folosind linii de transport de curent de mare voltaj pentru energia electrică generată de centralele termosolare în Africa de Nord, aceasta energie ar putea fi disponibilă la un preț de 5-9 c\$/kWh în Europa până în anul 2020 [121], [122], [126].

CAPITOLUL III

Model de calcul pentru determinarea duratei zilnice de strălucire a Soarelui

Acest capitol aduce o contribuție originală în privința aprecierii cât mai corecte și cât mai complete a caracteristicilor radiației solare și estimării cât mai precise a potențialului solar din orice locație aleasă.

Intensitatea radiației solare pe o suprafață concretă este influențată de mai mulți factori (latitudine, longitudine, unghi orar, declinație dar și factori meteorologici precum transparența atmosferei, nebulozitate, temperatura și umiditatea aerului), unul dintre factorii importanți fiind unghiul de înclinare al suprafeței receptoare față de planul orizontal. Valoarea optimă a acestui unghi se obține din condiția ca unghiul de incidență a razei solare să aibă valoarea 0° pe suprafața respectivă.

În acest capitol am realizat un program de calcul în limbajul C++, care permite utilizatorilor să poată estima perioada de disponibilitate a energiei solare într-o anumită locație și în orice perioadă dorită din an.

III.1. Timpul solar și unghiurile solare

Unghiurile solare sunt obținute din timpul solar local, care diferă față de timpul local standard.

Relația dintre timpul solar local și timpul standard local (LST) este:

$$TS = LST + ET + (l_s - l_{local}) \cdot 4 \text{ min/grad} \quad (\text{III.1})$$

TS – timpul solar

LST – timpul solar local

ET – ecuația timpului

ET este ecuația timpului, care reprezintă un factor de corecție care ține cont de neregularitățile vitezei de rotație a Pământului în jurul Soarelui.

l_s – reprezintă meridianul standard al timpului

l_{local} – longitudinea locală

ET poate fi calculată empiric astfel [1]:

$$ET = 9,87 \cdot \sin 2B - 7,53 \cdot \cos B - 1,5 \cdot \sin B \quad (\text{minute}) \quad (\text{III.2})$$

unde B:

$$B = 360(n-81)/364 \quad [\text{grade}] \quad (\text{III.3})$$

Unghiul de înălțare al soarelui α , poate fi determinat utilizând relația (III.4):

$$\sin \alpha = \sin L \cdot \sin \delta + \cos L \cdot \cos \delta \cdot \cosh_s \quad (\text{III.4})$$

Unghiul azimutal [1], a_s , poate fi calculat cu relația (III.5):

$$\sin a_s = \frac{\cos \delta \cdot \sin h_s}{\cos \alpha} \quad (\text{III.5})$$

La după-amiaza locală mărimea $h_s = 0$, deci $\alpha = 90 - |L - \delta|$, și $a_s = 0$.

La calcularea unghiului azimutal solar din ecuația [III.5] va trebui să ținem cont de problema apărută atunci când valoarea absolută a lui a_s este mai mare de 90° .

Un dispozitiv de calcul în mod normal calculează unghiuri pentru valori mai mici de 90° deoarece $\sin a_s = \sin(180 - a_s)$.

Astfel, pentru $L > \delta$, timpul solar când soarele este la Est (t_E) sau la West (t_W) poate fi calculat astfel [1]:

$$t_E \text{ sau } t_W = 12:00 \text{ amiaza} \pm (\cos^{-1}[\tan \delta / \tan L]) / (15^\circ / h) \quad (-\text{pentru } t_E, + \text{pentru } t_W)$$

Pentru timpul solar mai mic decât t_E și mai mare decât t_W soarele este situat în emisfera nordică sau sudică și valoarea absolută a lui a_s , va fi mai mare decât 90° .

Valoarea corectă a lui a_s este: $a_s = 180^\circ - |a_s|$.

Pentru $L \leq \delta$ soarele rămâne în emisfera nordică sau sudică și valoarea pentru a_s este mai mare de 90° .

Răsăritul și apusul pot fi estimate prin determinarea unghiului orar pentru $\alpha = 0$.

Înlocuind $\alpha = 0$ în ecuația [III. 4] rezultă unghiurile orare pentru răsăritul (h_{sr}) și apusul Soarelui (h_{sp}):

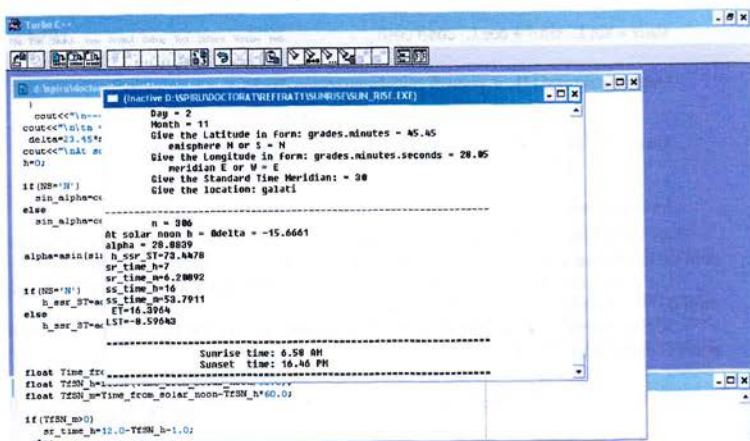
$$h_{sr} \text{ sau } h_{sp} = \pm \cos^{-1}[-\tan L \cdot \tan \delta] \quad (\text{III.6})$$

Trebuie subliniat că ecuația (III.6) presupune că centrul soarelui este la orizont. În practică, răsăritul și apusul sunt definite ca fiind momentele când marginea superioară a soarelui este la orizont.

Deoarece raza soarelui este $16'$, răsăritul are loc când $\alpha = -16'$. De asemenea, la înălțimea cea mai mică, soarele va apare la orizont când este de fapt la $34'$ sub orizont.

III.2. Programul de calcul

În cadrul acestui capitol am realizat un program de calcul în limbajul C++ care calculează unghiul de înălțare a soarelui (altitudinea solară) și unghiurile de azimut solare la prânz, răsărit și apus în orice locație într-o anumită zi.



```
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100
101
102
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120
121
122
123
124
125
126
127
128
129
130
131
132
133
134
135
136
137
138
139
140
141
142
143
144
145
146
147
148
149
150
151
152
153
154
155
156
157
158
159
160
161
162
163
164
165
166
167
168
169
170
171
172
173
174
175
176
177
178
179
180
181
182
183
184
185
186
187
188
189
190
191
192
193
194
195
196
197
198
199
200
201
202
203
204
205
206
207
208
209
210
211
212
213
214
215
216
217
218
219
220
221
222
223
224
225
226
227
228
229
230
231
232
233
234
235
236
237
238
239
240
241
242
243
244
245
246
247
248
249
250
251
252
253
254
255
256
257
258
259
260
261
262
263
264
265
266
267
268
269
270
271
272
273
274
275
276
277
278
279
280
281
282
283
284
285
286
287
288
289
290
291
292
293
294
295
296
297
298
299
300
301
302
303
304
305
306
307
308
309
310
311
312
313
314
315
316
317
318
319
320
321
322
323
324
325
326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468
469
470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487
488
489
490
491
492
493
494
495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638
639
640
641
642
643
644
645
646
647
648
649
650
651
652
653
654
655
656
657
658
659
660
661
662
663
664
665
666
667
668
669
670
671
672
673
674
675
676
677
678
679
680
681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692
693
694
695
696
697
698
699
700
701
702
703
704
705
706
707
708
709
710
711
712
713
714
715
716
717
718
719
720
721
722
723
724
725
726
727
728
729
730
731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826
827
828
829
830
831
832
833
834
835
836
837
838
839
840
841
842
843
844
845
846
847
848
849
850
851
852
853
854
855
856
857
858
859
860
861
862
863
864
865
866
867
868
869
870
871
872
873
874
875
876
877
878
879
880
881
882
883
884
885
886
887
888
889
890
891
892
893
894
895
896
897
898
899
900
901
902
903
904
905
906
907
908
909
910
911
912
913
914
915
916
917
918
919
920
921
922
923
924
925
926
927
928
929
930
931
932
933
934
935
936
937
938
939
940
941
942
943
944
945
946
947
948
949
950
951
952
953
954
955
956
957
958
959
960
961
962
963
964
965
966
967
968
969
970
971
972
973
974
975
976
977
978
979
980
981
982
983
984
985
986
987
988
989
990
991
992
993
994
995
996
997
998
999
1000
```

Figura III.1 – Vizualizarea programului de calcul realizat în limbajul C++

Astfel, introducând datele privind locația aleasă (longitudine, latitudine) perioada anului (luna, ziua), utilizatorul are acces la o interfață simplă prin care poate vizualiza informații relevante cum ar fi: unghiul de înălțare a soarelui, ora la care soarele răsare și apune.

Acest program de calcul este util utilizatorilor deoarece în funcție de instalația utilizată (tipul de panouri solare utilizate – producător, model, caracteristici electrice, numărul acestora și unghiul de incidentță) se poate estima în continuare producția de energie electrică și în final profitabilitatea economică a investiției.

CAPITOLUL IV

Studiu asupra eficienței termodinamice a unui colector solar cilindro-parabolic

În acest capitol s-a conceput un model matematic pentru determinarea eficienței energetice a unui colector solar parabolic și pentru studiul pierderilor termice care afectează eficiența colectorului. De asemenea s-a realizat un studiu experimental ce a permis evaluarea pierderilor optice în vederea determinării eficienței termice.

Prima parte a capitolului prezintă studiul proceselor de transfer termic precum și a proceselor de curgere ce au loc în colector, pe baza cărora s-a conceput un model matematic pentru determinarea eficienței termodinamice a colectorului.

IV.1. Analiza termică a colectorului solar

Captatoarele cu concentrator (sau cu focalizarea radiațiilor) utilizează sisteme optice bazate pe reflexie sau refracție pentru a mări densitatea fluxului de energie de radiație care cade pe suprafața de captare a receptorului.



Fig. IV.1. - Captatorul cu concentrator cilindro-parabolic

În figura IV.2 sunt evidențiate fluxurile energetice la nivelul tubului absorbant și a tubului de sticlă transparent pentru un colector solar cilindro-parabolic.

Energia solară efectiv primită de către colector (radiația solară minus pierderile optice) este absorbită de către stratul absorbant al tubului. Cea mai mare parte a energiei absorbită de stratul absorbant este transmisă tubului absorbant și apoi transferată agentului termic prin convecție, iar energia netransferată astfel se pierde în mediul înconjurător prin convecție, radiație și prin conducție în elementele de susținere ale colectorului (Sinha et al., 2008)[62]. Analiza termică a unui colector se bazează pe

studiul pierderilor termice prin conducție, convecție și radiație (Riffelmann et al., 2006) [61].

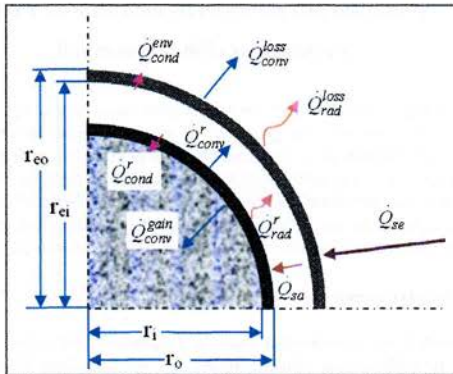


Fig. IV.2 - Bilanțul energetic al tubului absorbanț și a tubului de sticlă

Fluxul de energie de radiație absorbită de tubul de sticlă \dot{Q}_{se} este:

$$\dot{Q}_{se} = I_0 \cdot W \cdot L_r \cdot \eta_{opt} \cdot \alpha_s \quad [W] \quad (IV.1)$$

unde:

W - deschiderea parabolii reflectorului [m];

I_0 - radiația solară directă [W/m^2];

η_{opt} - eficiența optică, la incidență normală, luând în considerare reflexia reflectorului, efectele de murdărie, eroarea de geometrie și umbrirea reflectorului;

L_r - lungimea reflectorului [m];

α_s - gradul de absorbție al suprafeței absorbante

Fluxul de energie absorbită de către tubul receptor poate fi estimată cu ajutorul datelor privind radiația solară, caracteristicilor optice ale concentratorului și ale receptorului precum și al transmitanței tubului de sticlă (John and William, 1991) [1]:

$$\dot{Q}_{se} = I_0 \cdot W \cdot L_r \cdot \tau_s \cdot \alpha_r \quad [W] \quad (IV.2)$$

unde:

α_r - gradul de absorbție al tubului receptor;

τ_s - coeficientul de transmisie al sticlei, 0.92.

Fluxul de energie solară absorbită de PTSC este:

$$\dot{Q}_s = I_0 \cdot W \cdot L_r \cdot \eta_{opt} \cdot (\alpha_c + \tau_c \cdot \alpha_a) \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.3})$$

Pierderile de căldură ale PTSC au loc prin conducție, convecție și radiație.

Pierderile termice prin conducție se realizează prin elementele de susținere ale tubului receptor și se determină cu ecuația (IV.4) (Incropera et al., 2007) [55]:

$$\dot{Q}_{cond}^{exp} = \sqrt{k_s \cdot \bar{h} \cdot P \cdot A_s} (T_s - T_a) \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.4})$$

k_s - coeficientul de conducție a elementelor de susținere, [W/m·K];

\bar{h} - coeficient mediu de convecție a elementelor de susținere, [W/m²·K];

P - perimetrul elementelor de susținere, [m];

A_s - aria secțiunii transversale a elementelor de susținere, [m²];

T_s - temperatura elementelor de susținere, [K];

T_a - temperatura mediului ambiant, [K];

Cele mai importante pierderi termice sunt cele prin convecție de la tubul de sticlă la mediul ambiant. Acestea sunt influențate de tipul de convecție (naturală sau forțată).

$$\dot{Q}_{conv}^{loss} = h_a \cdot \pi \cdot D_{eo} \cdot (T_{eo} - T_a) \cdot L_r \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.5})$$

T_{eo} - temperatura suprafeței exterioare a tubului de sticlă [K];

h_a - coeficientul de transfer termic prin convecție pentru aer;

$h_a = Nu \cdot k_a / D_{eo}$ [W/m²·K];

k_a - conductivitatea termică a aerului [W/m·K];

D_{eo} - diametrul exterior al tubului de sticlă [m];

Nu - criteriul Nusselt calculat pe baza diametrului exterior al tubului de sticlă în funcție de tipul transferului termic convectiv (forțat sau natural); pentru convecția naturală: $Nu = K \cdot Pr^k \cdot Gr^m \cdot (L/D)^n$ și viteza vântului $u = 0$; pentru convecția forțată $Nu = c \cdot (Re)^m \cdot (Pr)^n \cdot (Pr/Pr_{wall})^p$ (Hans and Karl, 2006) [53];

Pr - criteriul Prandtl;

Pr_{wall} - criteriul Prandtl considerat pentru temperatura tubului receptor

Gr - criteriul Grashof.

Coeficienții c , m , n , sunt dați în tabelul IV.1. (Zukauskas and Zingzda, 1986) [64].

Tabel IV.1. Coeficienții c , m , n , și p .

Re	c	m	n	p
1-40	0.76	0.4	0.37	0.25
40-10 ³	0.52	0.5	0.37	0.25
10 ³ -2·10 ⁵	0.26	0.6	0.37	0.25
2·10 ⁵ -10 ⁷	0.023	0.8	0.4	0.25

Fluxul de căldură schimbata prin radiație între tubul de sticlă și mediu este (Holman, 1997) [54]:

$$\dot{Q}_{rad}^{loss} = \pi \cdot \varepsilon \cdot D_{ro} \cdot L_r \cdot \sigma \cdot (T_{ro}^4 - T_{sky}^4) \quad [W] \quad (IV.6)$$

ε - coeficient de emisivitate a suprafeței exterioare a tubului de sticlă (0.85);
 $\sigma = 5.670 \cdot 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$ - constanta Stefan-Boltzmann;
 $T_{sky} = 283 K$ - temperatura mediului

Fluxul de căldură convectiv de la suprafața interioară a receptorului la fluidul de lucru este [31]:

$$\dot{Q}_{conv}^{gain} = \pi \cdot D_i \cdot L_r \cdot h_f \cdot (T_n - T_f) \quad [W] \quad (IV.7)$$

h_f - coeficient de convecție pentru fluid: $h_f = Nu \cdot k_f / D_i [W/(m^2 \cdot K)]$;

Nu - criteriul Nusselt calculat pe baza diametrului interior al receptorului:
 $(Nu) = 0.023 \cdot (Re)^{0.8} \cdot (Pr)^{0.4}$;

k_f - conductivitatea termică a fluidului de lucru; $[W/m \cdot K]$;

D_i - diametrul interior al receptorului, $[m]$;

T_f - temperatura fluidului, $[K]$;

T_n - temperatura suprafeței interioare a receptorului, $[K]$.

Fluxul de căldură conductiv în peretele tubului receptor se determină cu relația (ec. IV.8) (Cengel, 2003) [50][23]:

$$\dot{Q}_{cond} = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_r \cdot \frac{(T_n - T_{ro})}{\ln(D_o/D_i)} \quad [W] \quad (IV.8)$$

k - conductivitatea termică a tubului receptor $[W/m \cdot K]$;

T_n - temperatura suprafeței interioare a tubului receptor $[K]$;

T_{ro} - temperatura suprafeței exterioare a tubului receptor $[K]$;

D_i - diametrul interior al tubului receptor $[m]$;

D_o - diametrul exterior al tubului receptor $[m]$.

Fluxul de transfer termic convectiv dintre suprafața exterioară a receptorului și suprafața interioară a tubului de sticlă este [30]:

$$\dot{Q}'_{conv} = \pi \cdot D_o \cdot L_r \cdot h \cdot (T_{ro} - T_{ri}) \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.9})$$

D_o - diametrul exterior al tubului receptor [m];

T_{ro} - temperatura suprafeței exterioare a tubului [K];

T_{ri} - temperatura suprafeței interioare a tubului receptor [K].

Fluxul de transfer termic prin radiație între receptor și tubul de sticlă este exprimat cu ajutorul ecuației:

$$\dot{Q}'_{rad} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot D_o \cdot (T_{ro}^4 - T_{ri}^4)}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{1 - \epsilon_e}{\epsilon_e} \cdot \frac{D_o}{D_{ei}}} \cdot L_r \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.10})$$

D_{ei} - diametrul interior al tubului de sticlă [m];

ϵ_a - coeficientul de emisie al receptorului, 0.22;

ϵ_e - coeficientul de emisie al tubului de sticlă.

Fluxul de transfer termic prin conducție de-a lungul peretelui tubului de sticlă este exprimat cu ajutorul ecuației (IV.11) [50]:

$$\dot{Q}'_{cond} = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_r \cdot \frac{(T_{ri} - T_{eo})}{\ln(D_{eo}/D_{ei})} \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.11})$$

k - conductivitatea termică a tubului de sticlă, [W/m·K];

Pierderile termice Q_{loss} includ pierderile prin convecție și radiație ale tubului de sticlă și pierderile prin conducție ale elementelor de susținere [58]:

$$\dot{Q}'_{loss} = \dot{Q}'_{conv} + \dot{Q}'_{rad} + \dot{Q}'_{cond} \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.12})$$

Pentru agentul termic putem scrie (Ming et al., 2006) [59]:

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dx} = \dot{Q}'_{conv} = \dot{Q}'_s - \dot{Q}'_{loss} = \dot{Q}'_{cond} \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.13})$$

\dot{m} - debitul masic al agentului de lucru, [kg/s];

c_p - căldura specifică medie a agentului de lucru, [kJ/kg·K];

$\frac{dT}{dx}$ - variația temperaturii agentului de lucru de-a lungul receptorului;

\dot{Q}'_{loss} - fluxul de căldură pierdută în mediul ambiant, [W];

În condiții staționare de funcționare, ecuația de bilanț energetic a colectorului solar este (Zhihua et al., 2011) [63]:

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot T_{in} + \dot{Q}_s = (\dot{Q}_{conv}^{loss} + \dot{Q}_{rad}^{loss} + \dot{Q}_{cond}^{sup}) + \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{out} \quad [W] \quad (IV.14)$$

unde:

\dot{m} - debitul masic al apei, [kg/s];

T_{in} , T_{out} - temperatura de intrare și de ieșire a apei, [K];

Eficiența termică a colectorului solar (Luminosu, 2010) [57]:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_s - \dot{Q}_{loss}}{\dot{Q}_s} \cdot 100 \quad [\%] \quad (IV.15)$$

IV.2. Realizarea experimentului

Pentru validarea modelului matematic descris anterior a fost realizat un colector solar cilindric parabolic în cadrul Departamentului Sisteme Termice și Ingineria Mediului de la Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați.

Modelul matematic descris anterior a fost implementat în programul de calcul Matlab pentru a simula colectorul experimental, în următoarele condiții: iradiția solară cuprinsă între (250 - 930) W/m², viteza vântului între 1 și 4 m/s, și temperatura mediului ambiant între 20°C și 28°C

Figura IV.2 prezintă schematic aparatele utilizate de autorul tezei și amplasarea acestora, în vederea realizării experimentului pentru determinarea performanței unui colector solar parabolic din Laboratorul Sisteme Termice și Ingineria Mediului, Facultatea de mecanică, Universitatea „Dunărea de Jos” Galați.

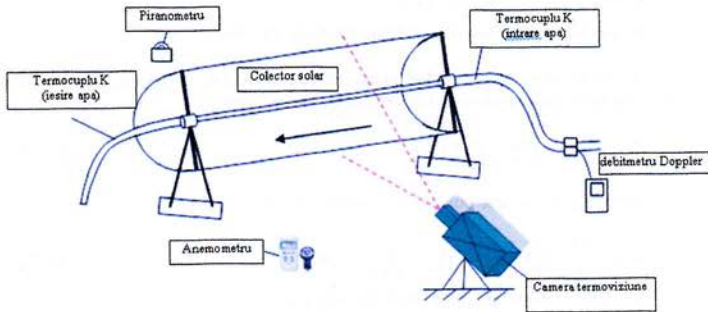


Fig. IV.2 – Prezentarea schematică a aparatelor necesare experimentului

Colectorul solar experimentat are o lungime de 2 m, o deschidere de 0,8 m și un factor de concentrare de 21. Tubul absorbant este realizat din țevă de cupru cu diametrul exterior de 0.012 m.

Vizualizarea câmpului termic pe suprafața absorbantă și reflectorizantă (figura IV.15) s-a realizat cu ajutorul unei camere de termografiere de tip ThernaCam S.

Principalele caracteristici ale camerei de termografiere sunt: domeniul de temperatură (10 ... 1500) $^{\circ}$ C; sensibilitatea: 0.1 $^{\circ}$ C; precizia: 2%. Camera folosește o matrice detector și este prevăzută cu facilități pentru a lua imagini în regim dinamic. Imaginea termică a fost preluată folosind software-ul de specialitate THERMACAM Professional 2.8 SR-2.

Radiația incidentă a fost măsurată cu ajutorul unui piranometru de tip CMP 3, care măsoară o irradiație maximă solară de până la 2000 W/m². Temperatura fluidului de lucru la intrarea și ieșirea din colector a fost măsurată cu termocupluri tip K (Chromel-Alumel). Debitul volumic a fost măsurat cu un Debitmetru Doppler HFM și viteza vântului a fost măsurată cu un anemometru model YK-2005.

În figura IV.3 se poate vizualiza câmpul de temperatură de pe absorber (imaginea din stânga sus) și variația temperaturii în lungul absorberului (imaginea din dreapta jos). Eficiența optică a colectorului solar poate fi îmbunătățită prin identificarea cauzelor și a locurilor unde au loc pierderile optice cu ajutorul camerei de termografiere în infraroșu, care permite vizualizarea distribuției câmpului termic generat de funcționarea colectorului solar [60].

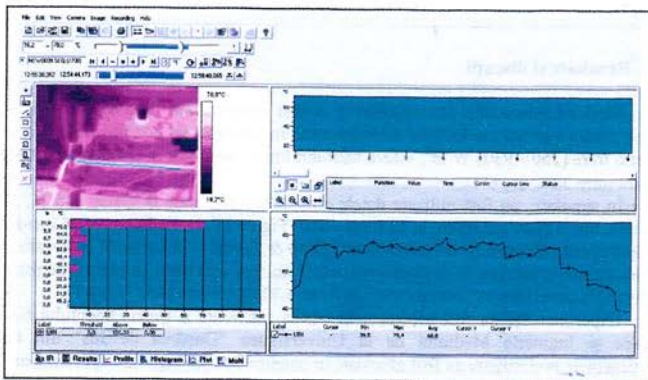


Fig. IV.3 – Vizualizarea câmpului termic pe absorber

Temperatura crește de la intrarea fluidului (dreapta) către ieșire (stânga) prezentând variații ușoare și apoi scade la ieșirea fluidului din tubul receptor datorită pierderilor termice prin conducție în elementele de susținere a colectorului. Variația neliniară a temperaturii de pe suprafața exterioară a receptorului cu lungimea acestuia se explică prin faptul că pierderile de căldură prin radiație variază neliniar cu temperatura receptorului în timp ce pierderile de căldură prin convecție variază liniar cu aceasta.

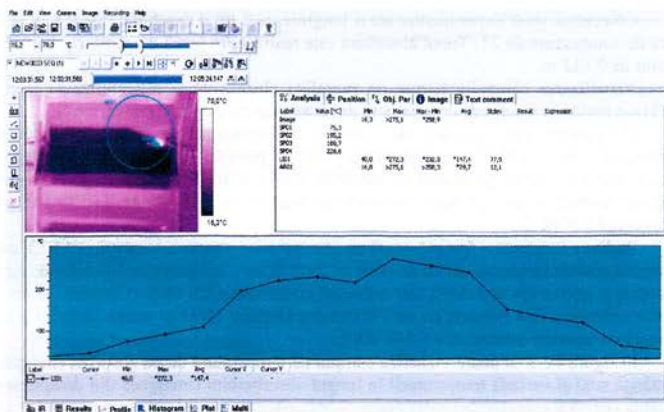


Figura IV.4 - Vizualizarea pierderilor optice datorate abaterii față de orientarea normală la radiația incidentă a colectorului

IV. 3. Rezultate și discuții

Modelul matematic descris anterior a fost implementat în programul de calcul Matlab pentru a simula colectorul experimental, în următoarele condiții: iradiația solară cuprinsă între (250 - 930) W/m², viteza vântului între 1 și 4 m/s, și temperatura mediului ambiant între 20°C și 28°C.

În simulare, au fost utilizate datele climatice măsurate la Galați (45 N, 28 E), România, într-o zi cu cer senin, la 12 iunie 2010 (Figura IV.5). Radiația solară incidentă a fost permanent măsurată de un piranometru Kipp & Zonen și înregistrată la fiecare 30 de minute. Testul a început la 6 dimineața, când au fost efectuate primele înregistrări și înregistrările ulterioare au fost efectuate la fiecare 30 de minute până la ora 18.

Experimentele au fost efectuate în curtea interioară a Departamentului Sisteme Termice și Ingineria Mediului de la Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați. Experimentele preliminare au fost efectuate în condiții de convecție liberă (viteza medie a vântului a fost 0.06 m/s). Pentru a studia influența convecției forțate asupra eficienței colectoarei și asupra pierderilor de căldură, un flux de aer uniform a fost furnizat de un tunel de vânt plasat în partea din față a colectorului solar. Viteza vântului a fost măsurată cu un anemometru tip YK-2005.

Basat pe modelul matematic propus, datele climatice prezentate în Figura IV.5 și datele numerice de intrare prezentate în tabelul IV.2, a fost realizat un program numerice în Matlab, pentru a calcula performanța PTSC.

Tabel IV.2. Caracteristicile colectorului solar

Lungimea colectorului	2 m
Deschiderea colectorului	0.8 m
Absorberul	Cupru
Diametrul interior al tubului receptor	0.01
Diametrul exterior al tubului receptor	0.012
Diametrul interior al tubului de sticlă	0.023
Diametrul exterior al tubului de sticlă	0.025
Coefficient de reflexie a oglinzii	0.9
Debitul masic al fluidului termic	0.01 kg/s
Densitatea cuprului	8930 kg/m ³
Coefficientul de conductivitate termică	401 W/m K
Absorbivitatea absorberului	0.96
Coefficientul de transmisivitate a oglinzii	0.9

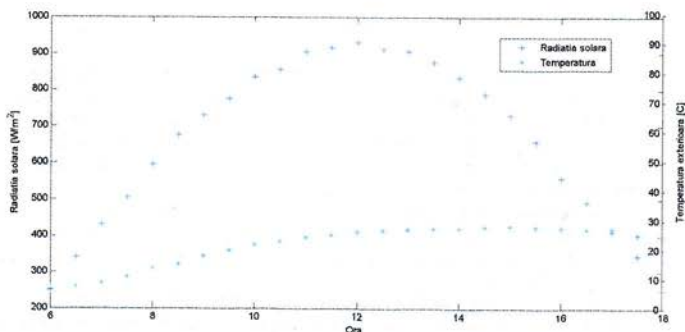


Fig. IV.5. Valorile orare ale radiației solare și temperatura mediului ambiant pentru Galați (45 ° N) pe 12 iunie 2010

Pierderile de căldură în receptorul colectorului depind de temperatura de funcționare, astfel încât prin creșterea temperaturii receptorului vor crește și pierderile de căldură, acest lucru conducând la scăderea eficienței colectorului.

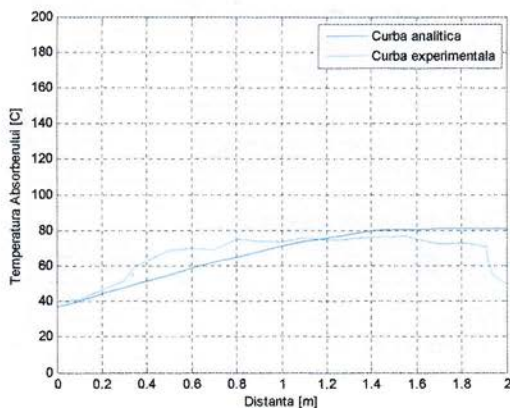


Fig. IV.6 - Variația temperaturii absorberului pe lungimea colectorului

Figura IV.6 prezintă variația temperaturii absorberului pe lungimea acestuia. Se poate observa că temperatura variază neliniar datorită pierderilor termice prin radiație. Prin analiza curbei experimentale, se poate observa, în prima parte a receptorului că se înregistrează o creștere rapidă a temperaturii urmată de o creștere lentă, pentru că odată ce temperatura din receptor crește, căldura acumulată de agent crește foarte lent, din cauza pierderilor de căldură mari prin convecție și radiație.

Diferența dintre valorile temperaturilor care au rezultat după simulare și după rezultatele experimentale se datorează faptului că în simularea procesului, pierderile de căldură prin conducție în suporturile absorberului au fost distribuite în mod constant pe toată lungimea absorberului.

Figurile IV.7 și IV.8 prezintă o comparație a rezultatelor analitice și experimentale pentru pierderile de căldură prin radiație și convecție, precum și a eficienței energetice în funcție de temperatura de funcționare, respectiv, a receptorului. Rezultatele analitice au fost obținute din simularea numerică a modelului matematic prezentat anterior, în care datele de intrare au fost colectate în timpul experimentelor. Rezultatele experimentale au fost obținute cu ajutorul măsurătorilor temperaturilor fluidului de lucru la intrarea și ieșirea din colector, a debitului de lichid, temperaturii de pe suprafața receptorului, radiației solare incidente și vitezei vântului.

Determinarea experimentală a pierderilor de căldură prin convecție și radiație a fost făcută în condiții de laborator, încălzind suprafața absorbantă cu o rezistență electrică situată în interiorul acestuia. Atunci când temperatura dorită este atinsă, iar sistemul este în stare de echilibru (temperatura absorberului rămâne constantă), fluxul de căldură disipată este determinat prin măsurarea puterii electrice a rezistenței.

În timpul experimentelor mișcarea aerului (cu o viteză constantă de 2 m/s) a fost produsă de un tunel de vânt plasat în partea din față a colectorului solar.

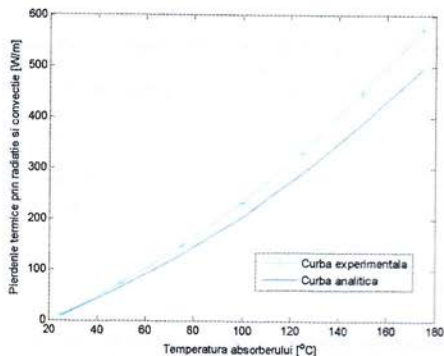


Fig. IV.7 - Rezultatele experimentale, simulările și pierderile convective

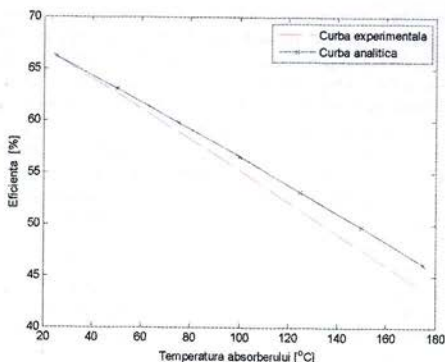


Fig. IV.8 - Eficiența energetică a colectorului solar (comparare: experiment și simulare)

În figura IV.8 se poate observa că eficiența colectorului variază între 45 și 65%.

Valorile calculate ale eficienței energetice sunt apropiate de cele obținute prin experimente, abaterea medie fiind de 15% în intervalul de temperatură (40-120)°C pentru o viteză a vântului de 2 m/s furnizată de către tunelul de vânt. Rezultatele experimentale au fost obținute pentru o radiație solară directă măsurată într-un interval de (250-930)W/m² și un debit masic de 0,01 kg/s.

Rezultatele simulării au fost obținute luând în considerare radiația solară ca fiind variabilă în același interval de timp, ca și în cazul condițiilor experimentale. Se poate argumenta că modelul matematic descrie cu acuratețe eficiența colectorului. Diferența dintre cele două seturi de valori poate fi afectată de următoarele erori: erori de construcție a colectorului solar, erorile datorate unghiului de incidență și erori de măsurare a radiației solare [133].

Un alt factor care poate influența diferența dintre rezultatele experimentale și analitice este abaterea constructivă a receptorului, care poate determina deplasarea de la axa focală a colectorului.

IV. 4. Concluzii

A fost realizat un program numeric în Matlab care descrie performanțele termodinamice ale unui CCP pentru a simula experimental colectorul, în următoarele condiții: iradiația solară cuprinsă între (250 - 930) W/m², viteza vântului între 1 și 4 m/s, și temperatura mediului ambiant între 20°C și 28°C.

Pentru efectuarea experimentelor a fost realizată o instalație experimentală și s-a folosit aparatură modernă pentru măsurători (debitmetru Doppler HFM, cameră de termografie THERMACAM Professional 2.8 SR-2, pyranometru Kipp & Zonen, anemometru tip YK-2005). Măsurătorile efectuate cu camera de termoviziune pentru temperatura absorberului pe lungimea acestuia au arătat că aceasta nu variază liniar așa cum a rezultat din simularea numerică. Explicația constă în faptul că în simularea numerică pierderile de căldură prin conducție prin suporturile absorberului au fost distribuite uniform pe toată lungimea acestuia. Pentru a determina experimental pierderile de căldură prin convecție și radiație a fost încălzită suprafața absorbantă cu ajutorul unei rezistențe electrice dispusă în interiorul acesteia. În momentul în care temperatura absorberului rămâne constantă la realizarea echilibrului termic, s-a măsurat puterea electrică a rezistenței pentru a determina fluxul de căldură disipată.

Modelul este util pentru analiza și optimizarea colectoarelor solare parabolice.

Valorile eficienței energetice calculate sunt apropiate de cele obținute prin măsurători, abaterea medie fiind de 15% în intervalul de temperatură 40-120°C și pentru viteza vântului de 2 m/s.

Diferența dintre rezultatele experimentale și analitice pentru pierderile de căldură prin convecție și radiație este de 20% pentru temperatura receptorului de 100°C.

CAPITOLUL V

Proiectarea și dimensionarea centralei termosolare cu concentratori cilindro-parabolici

Pentru a determina rentabilitatea obținerii energiei electrice folosind concentratoare cilindro-parabolice în acest capitol este studiată o centrală termosolară cu puterea de 100 MW, studiu la care a colaborat autorul tezei pe parcursul stagiului de mobilitate în cadrul firmei Ayesa din Sevilla, Spania în cadrul proiectului Leonardo da Vinci RO/2005/PL95183/S, *Ingineri europeni în energie regenerabilă*, Universitatea "Dunărea de Jos", Galați, desfășurat în perioada 1 Septembrie-30 Noiembrie 2006.

Centrala termosolară cu puterea de 100 MW studiată pentru care s-a realizat un calcul de proiectare și dimensionare utilizează ca agent de lucru ulei termic (HTF) Therminol VP1.

Centrala solară termoelectrică funcționează după un ciclu Rankine cu preîncălzire regenerativă.

Centrala este alcătuită din:

- un număr de 1232 colectoare cilindro-parabolice care produc 107,01 kg/s abur reîncălzit cu puterea = 254,89 MWt și $T = 649$ K
- un corp de turbină de înaltă presiune (TIP) prevăzut cu 2 prize de extragere a aburului;
- un corp de turbină de joasă presiune (TJP) prevăzut cu 4 prize fixe de extragere a aburului;
- 3 preîncălzitoare de joasă presiune PJP;
- 2 preîncălzitoare de înaltă presiune PIP;
- un degazor termic;
- un condensator;
- 2 rezervoare de stocare;
- o pompă de alimentare.

Folosind softul EES (Engineering Equation Solver) [69][138] s-a realizat analiza termodinamică a centralei. Modelul matematic dezvoltat este util pentru dimensionarea oricărei centrale termoelectrice care funcționează după ciclul Rankine.

V.1. Modelul de calcul

Etaple necesare studiului privind proiectarea câmpului solar sunt numeroase și laborioase și din această cauză utilizarea modelului informatic reduce timpul de calcul și în plus acesta permite repetarea procesului de calcul de câte ori este cazul.

Deoarece nu există modele de calcul informatice comerciale care permit dimensionarea unui câmp de colectoare, autorul a considerat utilă dezvoltarea unui model care să simplifice și să reducă timpul de calcul. S-a creat astfel o "carte" de calcul cu ajutorul programului Excel prezentat în Figura V.1., care permite realizarea automată a calculelor necesare, după modelul matematic prezentat anterior.

În prima foaie de calcul se introduc datele inițiale pentru proiectarea câmpului solar împreună cu proprietățile termo-fizice ale fluidului și se calculează numărul de colectoare pe buclă, numărul de bucle, debitul nominal de fluid, numărul Reynolds și factorul de fricțiune a lui Darcy, pierderea de presiune în circuit și puterea pompei.

Parametru	Valoare
1. Tipul sistemului	1
2. Numărul de colectoare pe buclă	10
3. Puterea electrică (kW)	100
4. Randamentul solar-electric	0,28
5. Multiplu buclă	1,2
6. Puterea termică (kW)	357,14285714285716
7. Temperatura circuitului la intrare (°C)	200
8. Temperatura circuitului la ieșire (°C)	250
9. Cădere hidrostatică a circuitului la 200 °C (kPa)	100
10. Cădere hidrostatică a circuitului la 250 °C (kPa)	140
11. Densitatea (kg/m³)	759,82
12. Viscositatea cinematică la 200 °C (m²/s)	0,000208
13. Viscositatea cinematică la 250 °C (m²/s)	0,00025
14. Densitatea termică a circuitului (kg/cm³)	2,820916
15. Orientarea solară (degrad)	30
16. Coeficientul de corecție de orientare	0,95
17. Fluxul mediu nominal pentru o buclă de colectoare (kg/s)	0,000109
18.	
19. Caracteristicile tehnice ale colectoarelor cilindroparabolice	
20. Lungimea colectoarelor (m)	1,865
21. Lățimea deschiderii (m)	0,72
22. Aria deschiderii (m²)	0,5376
23. Diametrul exterior al tubului absorbant (m)	0,038
24. Diametrul interior al tubului absorbant (m)	0,032
25. Distanța spațiu	0,77
26. Coeficientul global de pierdere termică la 200°C și 250°C (W/m²K)	0,5
27. Factor de siguranță	1,05
28. Absorbitorul și lungimea de încălzire pentru 10 °C	0,37
29. Raportul suprafață absorbant / suprafață tub	1,90816
30. Lungimea conductei de alimentare și de retur (m)	11
31. Numărul buclelor de 90° în circulație	11
32. Caracteristicile tehnice ale schimbătoarelor de căldură	
33. Cădere de presiune în țevă (Pa)	100
34. Cădere de presiune în țevă (Pa)	100
35. Cădere de presiune în țevă (Pa)	100
36. Cădere de presiune în țevă (Pa)	100
37. Cădere de presiune în țevă (Pa)	100

Figura V.1 - Foaie de calcul Excel pentru dimensionarea câmpului solar

Figura V.2. prezintă diagrama fluxurilor de proces. Câmpul colector constă dintr-un număr mare de colectoare solare cilindro-parabolice care încălzesc fluidul de lucru care apoi parcurge o serie de schimbătoare de căldură în blocul de putere pentru a genera abur supraîncălzit de înaltă presiune care apoi alimentează turbina / generator pentru a produce electricitate [29][66]. Aburul uzat de la turbina este condensat într-un condensator standard și reintrodus în schimbătoarele de căldură cu ajutorul pompelor de condens și de alimentare urmând să fie transformat înapoi în abur [70].

În figura V.5. este prezentată centrala termosolară prevăzută cu sistem de stocare termică pentru a suplimenta producția solară în timpul perioadelor cu radiație solară scăzută [139].

- FLUXUL DE LECRU
- SARENI
- APA DE RACIRE
- APA DE ALIMENTARE SI CONDENSATUL

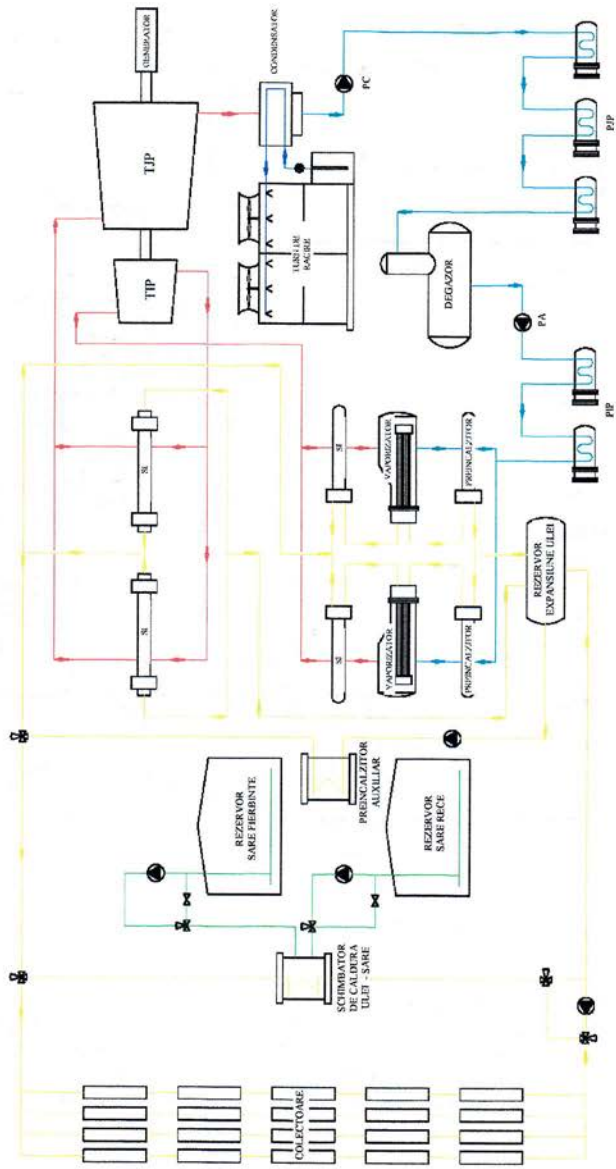


Figura V.2. Diagrama fluxurilor de proces

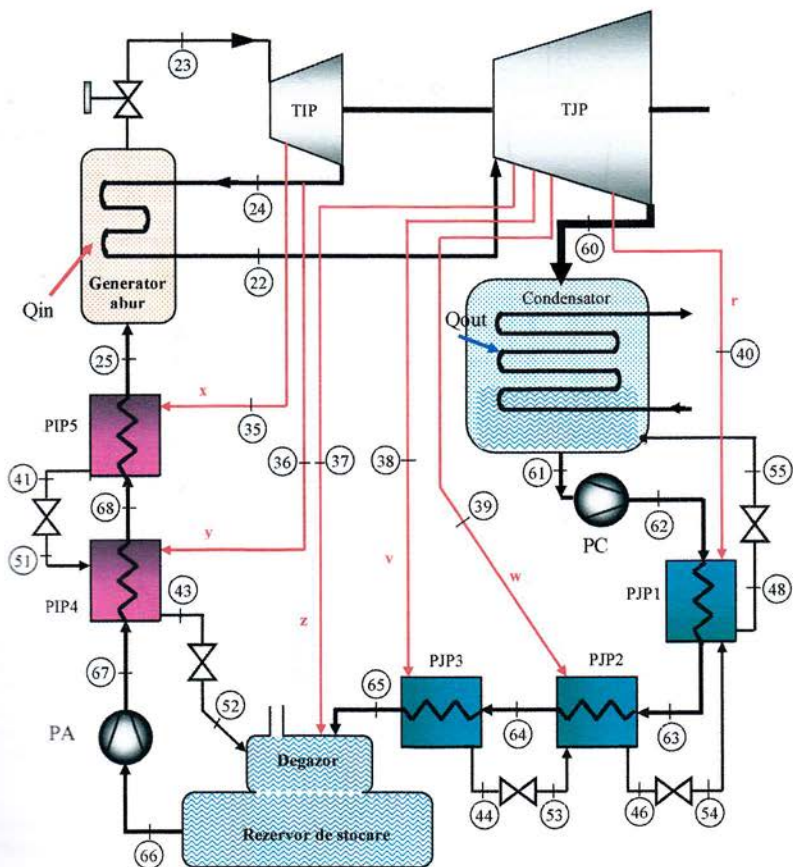


Figura V.3. Schema instalației cu preîncălzitoare de suprafață cu circulație în cascadă

În figura V.3. este reprezentată schema instalației propuse cu 5 preîncălzitoare de suprafață, la care condensul format în acestea se scurge în cascadă (de la presiune ridicată la presiune scăzută) dintr-un preîncălzitor în altul, reintrând în circuitul principal prin degazorul termic și prin condensatorul instalației. Prin folosirea preîncălzitoarelor de suprafață, pe traseul apei de alimentare se utilizează două

pompe: o pompa de condens PC, care extrage apa din condensatorul instalației și o refulază prin preîncălzitoarele de joasă presiune (PJP) până la degazorul termic și o pompă de alimentare PA, care aspiră apa din degazor și o refulază prin preîncălzitoarele de înaltă presiune (PIP), până la generatorul de abur GA, asigurând presiunea necesară la intrare în acesta.

În figura V.4. sunt reprezentate procesele în diagrama $p-h$. Se observă cum cele două preîncălzitoare de suprafața de înaltă presiune încălzesc progresiv apa de alimentare de la starea 67 la starea 25, generatorul de abur fiind necesar doar pentru a încălzi aburul de la starea 25 la starea 23 conducând astfel la creșterea eficienței termice. În mod similar, cele trei preîncălzitoare de suprafața de joasă presiune încălzesc progresiv apa de alimentare de la starea 62 la starea 65, aceasta conducând la reducerea cantității de abur necesară în scopul de a ridica temperatura lichidului de la starea 65 la starea 66.

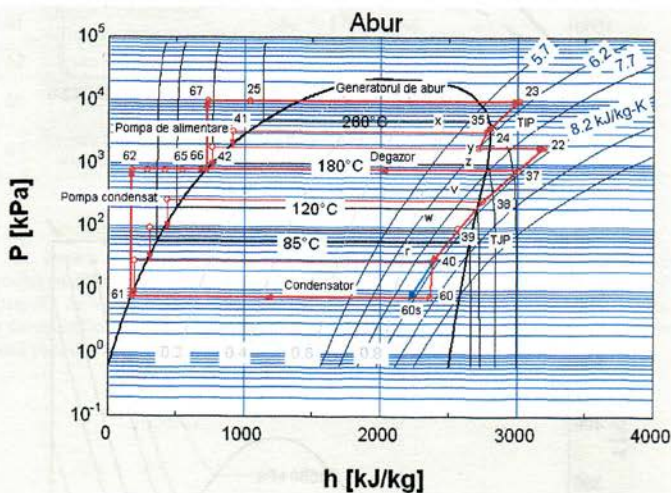


Figura V.4. Reprezentarea proceselor în diagrama $p-h$

În figura V.5. sunt reprezentate în diagrama $p-h$ procesele care au loc în cele două turbine, atât procesele izentropice cât și procesele reale.

Din diagrama $T-s$ reprezentată în figura V.6. se poate observa cum calitatea aburului cu starea 60 la ieșirea din turbina de joasă presiune în cazul procesului real este mai bună decât în cazul procesului izentrop, starea 60s.

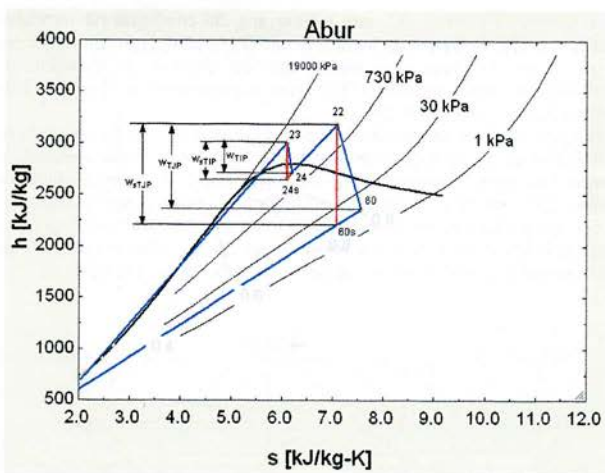


Figura V.5. Reprezentarea proceselor în diagrama $h - s$

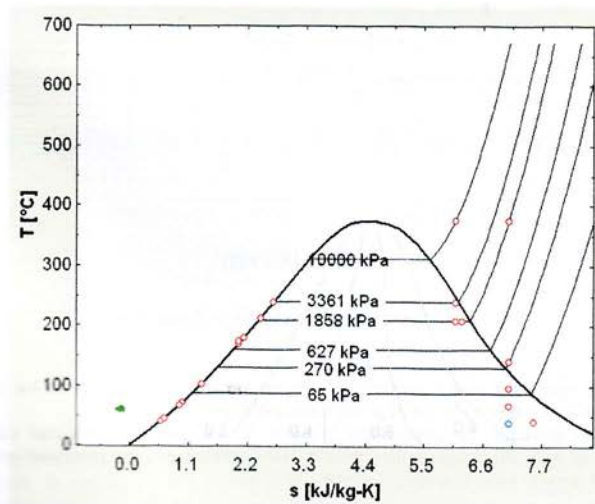


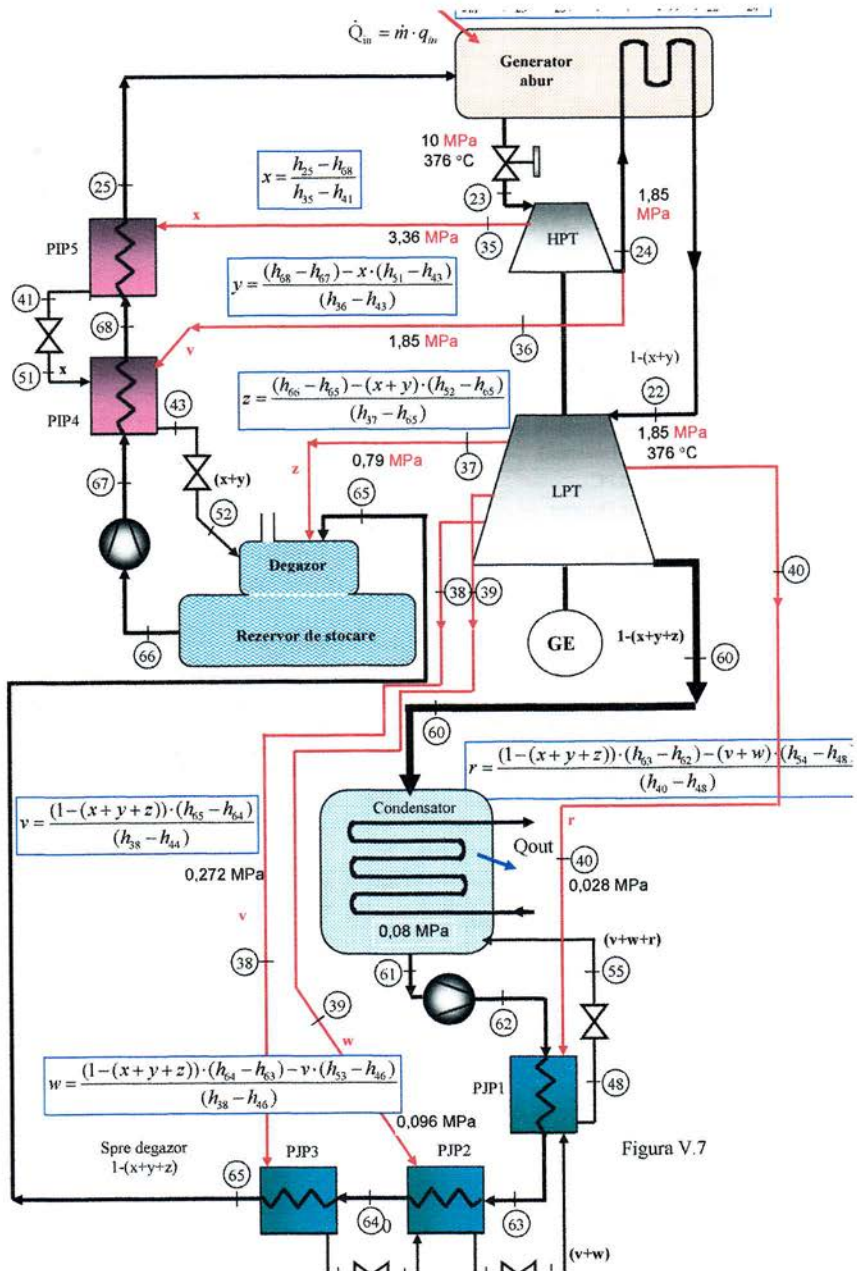
Figura V.6. Reprezentarea proceselor în diagrama $T - s$

În tabelul V.1. sunt prezentate valorile entalpiilor în punctele caracteristice ale proceselor.

Tabel V.1

Stare	Poziția	h [kJ/kg]
23	Intrare TIP	$h_{23} = h_{10MPa, 376^{\circ}C} = 3018 \text{ kJ/kg}$
24	Ieșire TIP	$h_{24} = h_{1,8587MPa} = 2718 \text{ kJ/kg}$
22	Intrare TJP	$h_{22} = h_{1,8588MPa, 376^{\circ}C} = 3197 \text{ kJ/kg}$
60	Ieșire TJP	$h_{60} = h_{8kPa, x=0,9309} = 2363$
61	Ieșire Condensator (lichid subrăcit)	$h_{61} = 173,7 \text{ kJ/kg}$
62	Ieșire PC	$h_{62} = 174,7 \text{ kJ/kg}$
66	Ieșire Degazor	$T_{66} = T_{sat(797,7kPa)} = 170,3^{\circ}C$ $h_{66} = 720,5 \text{ kJ/kg}$
67	Ieșire Pompa de alimentare	$T_{67} = T_{66} + 5^{\circ}C = 175,3^{\circ}C$ $h_{67} = h_{10MPa, 175,3^{\circ}C} = 730,7 \text{ kJ/kg}$

Pentru a evalua fluxul de căldură introdusă și puterea totală a sistemului este necesar să determinăm fracțiile masice ale tuturor preîncălzitoarelor regenerative. Pe baza ecuațiilor de bilanț termic pentru preîncălzitoarele regenerative de suprafață și cu amestec se determină ecuațiile pentru calculul fracțiilor masice din secțiunea de înaltă și respectiv joasă presiune așa cum sunt prezentate în diagrama următoare.



Pentru a determina entalpiile în punctele caracteristice ale ciclului din diagrama, a fost necesară estimarea valorilor diverselor temperaturi intermediare la prizele turbinei.

Pentru preîncălzitoarele regenerative (PR) s-au făcut următoarele ipoteze:

1) temperatura de ieșire este egală cu temperatura de saturație a respectivei prize de la turbină, 2) temperatura de evacuare este cu 5°C mai mare decât temperatura de intrare. În tabelul V.2 sunt prezentate entalpiile obținute în punctele intermediare ale ciclului.

Tabel V.2

Stare	Poziția	Entalpia h [kJ/kg]
35	Priză turbină TIP	$h_{35} = h_{3,36\text{MPa}} = 2779 \text{ kJ/kg}$
25	Ieșire PIP5	$T_{25} = T_{\text{sat}3,36\text{MPa}} = 240,3^{\circ}\text{C}$ $h_{25} = h_{10\text{MPa}, 240,3^{\circ}\text{C}} = 1039 \text{ kJ/kg}$
68	Ieșire PIP4	$T_{68} = T_{\text{sat}1,85\text{MPa}} = 208,7^{\circ}\text{C}$ $h_{68} = h_{10\text{MPa}, 208,7^{\circ}\text{C}} = 894,8 \text{ kJ/kg}$
41	Evacuare PIP5	$T_{41} = T_{68} + 5^{\circ}\text{C} = 213,7^{\circ}\text{C}$ $h_{41} = h_{1,85\text{MPa}, 213,7^{\circ}\text{C}} = 915 \text{ kJ/kg}$
36	Priză turbină TIP	$h_{36} = h_{1,85\text{Mpa}} = 2718 \text{ kJ/kg}$
43	Evacuare PIP4	$T_{43} = T_{67} + 5^{\circ}\text{C} = 180,3^{\circ}\text{C}$ $h_{43} = h_{1,85\text{MPa}, 180,3^{\circ}\text{C}} = 764,9 \text{ kJ/kg}$
37	Priză turbină TJP	$h_{37} = h_{0,797\text{Mpa}} = 3007 \text{ kJ/kg}$
38	Priza turbină TJP	$h_{38} = h_{272\text{kPa}} = 2745 \text{ kJ/kg}$
65	Ieșire PJP3	$T_{65} = T_{\text{sat}272\text{kPa}} = 130,3^{\circ}\text{C}$ $h_{65} = h_{797\text{kPa}, 130,3^{\circ}\text{C}} = 548,1 \text{ kJ/kg}$
39	Priza turbină TJP	$h_{39} = h_{06,2\text{kPa}} = 2566 \text{ kJ/kg}$
64	Ieșire PJP2	$T_{64} = T_{\text{sat}06,2\text{kPa}} = 98,54^{\circ}\text{C}$ $h_{64} = h_{797\text{kPa}} = 413,4 \text{ kJ/kg}$
44	Evacuare PJP3	$T_{44} = T_{64} + 5^{\circ}\text{C} = 103,5^{\circ}\text{C}$ $h_{44} = h_{272\text{kPa}} = 434,1 \text{ kJ/kg}$
40	Priza turbină TJP	$h_{40} = h_{28\text{kPa}} = 2384 \text{ kJ/kg}$
63	Ieșire PJP1	$T_{63} = T_{\text{sat}28\text{kPa}} = 68,05^{\circ}\text{C}$ $h_{63} = h_{797\text{kPa}} = 285,5 \text{ kJ/kg}$
46	Evacuare PJP2	$T_{46} = T_{63} + 5^{\circ}\text{C} = 73,05^{\circ}\text{C}$ $h_{46} = h_{250\text{kPa}, 105^{\circ}\text{C}} = 305,9 \text{ [kJ/kg]}$
48	Evacuare PJP1	$T_{48} = T_{61} + 5^{\circ}\text{C} = 45^{\circ}\text{C}$ $h_{48} = h_{28\text{kPa}, 45^{\circ}\text{C}} = 194,9 \text{ [kJ/kg]}$

Fracțiile debitelor masice calculate pe baza ecuațiilor de bilanț termic pentru preincălzitoarele regenerative de înaltă și joasă presiune sunt prezentate în tabelul V.3:

Tabel V.3

Debitul masic	Fracția masică
Priza TIP 35 la PIP5	$x = 0.07753$
$x = \frac{h_{25} - h_{68}}{h_{35} - h_{41}}$	
Ieșire TIP 36 la PIP4	$y = 0.0802$
$y = \frac{(h_{68} - h_{57}) - x \cdot (h_{31} - h_{43})}{(h_{36} - h_{43})}$	
Priză TJP 37 la Degazor	$z = 0.05697$
$z = \frac{(h_{65} - h_{65}) - (x + y) \cdot (h_{32} - h_{65})}{(h_{37} - h_{65})}$	
Priza turbina TJP 38 la PJP3	$v = 0.04576$
$v = \frac{(1 - (x + y + z)) \cdot (h_{65} - h_{64})}{(h_{38} - h_{44})}$	
Priza turbina TJP 39 la PJP2	$w = 0.04185$
$w = \frac{(1 - (x + y + z)) \cdot (h_{64} - h_{63}) - v \cdot (h_{53} - h_{46})}{(h_{38} - h_{46})}$	
Priza turbina TJP 40 la PJP1	$r = 0.03531$
$r = \frac{(1 - (x + y + z)) \cdot (h_{63} - h_{52}) - (v + w) \cdot (h_{54} - h_{48})}{(h_{40} - h_{48})}$	

Din diagramele anterioare (Figura V.4 și V.5) pe baza ecuațiilor de bilanț energetic pe diferitele componente ale sistemului au rezultat următoarele ecuații pentru puterea specifică a turbinei w_T [kJ / kg], căldura unitară totală introdusă în generatorul de abur q_{in} [kJ / kg] și randamentul termic al ciclului η_{th} .

Puterea specifică a turbinei de înaltă presiune:

$$w_{TTP} = (h_{25} - h_{55}) + (h_{55} - h_{54}) \cdot (1 - x)$$

$$\Rightarrow w_{TTP} = 295,1 \text{ kJ / kg}$$

Puterea specifică a turbinei de joasă presiune:

$$w_{TJP} = (h_{22} - h_{60}) \cdot (1 - (x + y)) - z \cdot (h_{37} - h_{60}) - v \cdot (h_{38} - h_{60}) - w \cdot (h_{39} - h_{60}) - r \cdot (h_{40} - h_{60})$$

$$\Rightarrow w_{TJP} = 639,3 \text{ kJ / kg}$$

$$w_T = w_{TTP} + w_{TJP} \Rightarrow w_T = 934,5 \text{ kJ / kg}$$

Căldura unitară totală introdusă în generatorul de abur incluzând fluxul de fluid reîncălzit:

$$q_m = (h_{23} - h_{25}) + (1 - (x + y)) \cdot (h_{22} - h_{24})$$

$$\Rightarrow q_m = 2382 \text{ kJ / kg}$$

Randamentul termic:

$$\eta_{th} = \frac{w_T - w_P}{q_m} \Rightarrow \eta_{th} = 38,83 \%$$

Puterea specifică a pompei de alimentare:

$$w_{FP} = (h_{66} - h_{67}) \Rightarrow w_{FP} = -10,26 \text{ kJ / kg}$$

Puterea specifică a pompei de condens:

$$w_{CP} = (1 - (x + y + z)) \cdot (h_{61} - h_{62}) \Rightarrow w_{CP} = -0,7351 \text{ kJ / kg}$$

$$w_P = w_{FP} + w_{CP} \Rightarrow w_P = -10,99 \text{ kJ / kg}$$

Debitul masic al aburului: $\dot{m} = 107,01 \text{ kg / s}$

Puterea generatorului de abur:

$$\dot{Q}_m = \dot{m} \cdot q_m \Rightarrow \dot{Q}_m = 254,89 \text{ MWt}$$

Modelul matematic dezvoltat și implementat în EES calculează performanța colectorului solar cilindru parabolic și căderea de presiune în sistemul de conducte aferente. Se bazează pe proprietățile termo-fizice ale receptorului, ale fluidului termic care circulă prin colector și ale conductei din bucla de colectoare solare. Parametrii de intrare sunt radiația solară directă normală, viteza vântului, temperatura ambiantă,

configurația geometrică și materialul tubului receptor, debitul de fluid și temperatura de intrare, așa cum se poate observa în figura V.8.

The screenshot shows a software interface for a boiler model simulation. The interface is divided into several sections:

- Input Data (Date de intrare):**
 - Pressure: $P_{ext} = 0.1013 \text{ MPa}$, $P_{int} = 0.1013 \text{ MPa}$
 - Temperature: $T_{ext} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{int} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
 - Flow rate: $V_{ext} = 0.0001 \text{ m}^3/\text{s}$, $V_{int} = 0.0001 \text{ m}^3/\text{s}$
 - Geometry: $L = 0.01 \text{ m}$, $D = 0.01 \text{ m}$
 - Material: $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$, $\lambda = 16 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- Calculate (Calculare):**
 - Number of collector tubes: $N_{ct} = 17.2$
 - Number of collector pipes: $N_{cp} = 1722$
 - Area collector pipe: $A_{cp} = 0.0174 \text{ m}^2$
 - Area collector zone: $A_{cz} = 1.0876 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
 - Consumption of energy at collector: $E_{cc} = 22 \text{ MJ/s}$
 - Power specific to turbine: $w_t = 325.5 \text{ MJ/kg}$
 - Caloric power boiler: $Q_b = 1301 \text{ MJ/s}$
 - Energy thermal boiler: $Q_{th} = 1341 \text{ MJ/s}$
- Output Data (Date de ieșire):**
 - Efficiency: $\eta = 0.01 \text{ (1\%)}$
 - Losses: $L_{ext} = 0.01 \text{ (1\%)}$, $L_{int} = 0.01 \text{ (1\%)}$
 - Heat loss: $Q_{ext} = 0.01 \text{ (1\%)}$, $Q_{int} = 0.01 \text{ (1\%)}$
 - Emissions: $NO_x = 0.0001 \text{ (0.0001\%)}$, $CO = 0.0001 \text{ (0.0001\%)}$, $CO_2 = 0.0001 \text{ (0.0001\%)}$

Figura. V.8 Interfața modelului

CAPITOLUL VI

Rentabilitatea obținerii energiei electrice folosind concentratori solari cilindro-parabolici

Acest capitol prezintă o evaluare a potențialului economic și a impactului asupra mediului în cazul funcționării centralelor termosolare de tip „Concentrating Solar Power (CSP)” – centrale termosolare cu concentratori cilindro-parabolici.

Centrala termosolară poate fi considerată ca fiind o resursă cu cost fix – costul de generare a fiecărei MWh de energie electrică depinde în primul rând de costul de capital al instalației și nu de costul combustibilului (față de cazul centralelor care funcționează cu gaz natural).

VI.1 Datele de intrare pentru modelul de calcul

Costurile de capital și cele de exploatare și întreținere au fost calculate pentru o centrala termosolară de 100 MW cu sistem de stocare termică pentru 6 ore.

Estimarea costului de capital se bazează pe datele provenite de la furnizori și diferite studii la realizarea centralelor SEGS. Tabelul VI.1 prezintă o însumare a costurilor de capital pentru o centrală CSP de 100 MW pentru două perioade diferite de realizare.

Tabelul VI.1 – Costurile de capital pentru o centrală CSP de 100 MW

Costul de capital pentru centrala CSP, [x 1000\$]				
	2007 100 MW*	2009 100 MW*	2011 150 MW*	2015 200 MW*
Pregătirea terenului și infrastructura	2.455	2.433	2.566	2.681
Câmpul solar	230.865	205.109	243.059	268.441
Sistemul HTF – (Fluidului de Transfer de Caldura)	10.009	9.895	11.896	13.542
Sistemul de stocare a energiei termice	57.957	57.937	71.320	89.390
Blocul de putere (Turbina – generator)	38.754	38.754	48.899	56.818
Bilanțul centralei	22.533	22.533	28.432	33.036
Alte costuri	30.707	28.116	33.742	37.720
Costuri Totale Directe	393.280	364.776	439.915	501.627
Indirecte	101.106	92.814	113.469	129.746
Costul Total de Instalare	494.386	457.590	553.384	631.373
Source: Excelergy Model *cu 6 ore stocare termica				

Black & Veatch [115], [116] au estimat un cost total pentru a diviza costul echipamentelor în „fabricate în regiune” și „nefabricate în regiune”.

Tabelul VI.2 - Costurile anuale de exploatare și întreținere pentru centrala CSP

Costurile anuale de exploatare și întreținere ale centralei CSP, [x 1000\$]				
	2007 100 MW	2009 100 MW	2011 150 MW	2015 200 MW
Forță de Muncă (Administrația, Exploatare, Întreținere)	3.018	2.984	3.517	3.926
Diverse	419	415	516	599
Contracte de service	263	259	352	435
Tratarea apei	260	265	413	556
Echipeamente și piese de schimb	669	651	870	1.040
Materiale și componente ale câmpului solar	1.859	1.311	1.457	1.904
Capital anual al echipamentelor	226	218	320	418
Subtotal	3.695	3.119	3.928	4.953
Total	6.713	6.104	7.445	8.879

Source: Excelergy Model

Tabelul VI.2 prezintă costurile anuale de exploatare și întreținere pentru centrala CSP.

De asemenea s-a estimat impactul direct și indirect al construirii și exploatării centralelor cu turbine cu gaze cu ciclul combinat și cu ciclul simplu.

Deoarece aceste centrale furnizează energie electrică în perioadele intermediare și de vârf, ele oferă un bun reper pentru impacturile economice produse de o centrală CSP.

Tab. VI.3 - Datele de intrare pentru centralele cu ciclul combinat și pentru cele cu ciclul simplu

Datele pentru Centrala cu ciclul combinat și Centrala cu ciclul simplu		
	Ciclu combinat	Ciclu simplu
Tehnologia Turbinei de Combustie	2x1 7FA	7EA
Capacitatea Netă [MW]	500	85
Factorul de capacitate [%]	40	10
Costul de capital [\$ / kWh]	650	500
Costul anual de exploatare și întreținere [\$ / an]	10.705.5000	463.500
Costul anual al combustibilului [\$ / an]	78.489.600	4.622.477

Tabelul VI.3 – furnizează datele de intrare pentru centralele cu ciclul combinat și pentru cele cu ciclul simplu. Divizarea costurilor de exploatare și întreținere a fost de asemenea realizată pentru ambele tipuri de centrale, în scopul estimării impactului economic direct și indirect al construirii fiecărei centrale în regiunea respectivă.

VI.2. Rezultatele analizei impactului economic

În tabelul VI.4 este evidențiat faptul că realizarea unei centrale CSP de 100 MW are un impact direct asupra Produsului Global Brut de peste 150 milioane \$ și un impact indirect de peste 470 milioane \$. Tabelul mai arată că sunt create aproximativ 455 locuri de muncă directe în perioada de construire a centralei ceea ce conduce la un câștig direct de peste 51 milioane \$.

În timpul perioadei de exploatare a centralei se creează 38 locuri de muncă directe și alte 56 locuri de muncă create indirect.

Tabelul VI.4

Studiu de caz – Impactul economic direct și indirect al unei centrale CSP de 100 MW		
	Efecte directe	Efecte indirecte
Construirea		
Produsul Global Brut, [x 1000\$]	151000	475000
Venituri, [x 1000\$]	51000	144000
Locurile de muncă	455	3500
Exploatarea		
Produsul Global Brut, [x 1000\$]	2400	10400
Venituri, [x 1000\$]	3140	2540
Locurile de muncă	38	56

Tabelul VI.5 prezintă impactul pe GWh de energie electrică pentru Centrala CSP și centralele cu turbine cu gaze cu ciclul combinat și ciclul simplu.

Tabelul VI.5

Impactul economic total pentru o centrala CSP si o Centrala Clasică de 100 MW			
	Studiu de caz – Sistemul Parabolic	Ciclul Combinat al Turbinei de Combustie	Ciclul Simplu al Turbinei de Combustie
Construirea			
Produsul Global Brut, [x 1000\$]	628.000	64.000	47.000
Venituri, [x 1000\$]	196.000	23.500	17700
Locurile de muncă [nr./an]	3990	448	327
Exploatarea			
Produsul Global Brut, [x 1000\$]	12.800	10.000	2.000
Venituri, [x 1000\$]	5.680	2.700	700
Locurile de muncă	94	56	13
Exploatarea			
Produsul Global Brut, [x 1000\$/GWh]	36	24	23
Venituri, [x 1000\$/GWh]	16	6	8
Locurile de muncă [nr./GWh]	0,26	0,16	0,15

Analiza ne arată că Centrala CSP produce beneficii economice pe unitatea de energie produsă mai importante decât tehnologiile convenționale. Impactul economic unitar al centralei cu turbine cu gaze cu ciclu combinat este similar cu cel pentru centrala cu turbine cu gaze cu ciclu simplu datorită factorului de capacitate mic pentru centrala cu ciclu simplu, ceea ce reduce impactul economic pe unitatea de energie produsă.

Oportunități de reducere a costurilor

Costul energiei poate fi redus prin dezvoltarea tehnologiei, mărirea capacității instalate pentru fiecare centrală individuală, utilizarea unui sistem de stocare a energiei termice, precum și progresele în metodele de exploatare și întreținere [8][82]. Costul energiei poate fi redus, de asemenea, printr-un cost de finanțare mai mic și prin stimulente financiare (fiscale sau de investiții).

Pentru centrala de 100 MW s-a considerat o Rată Internă de Rentabilitate - RIR la capitalurile proprii de 14% și o rată a dobânzii pentru împrumuturi de 8%.

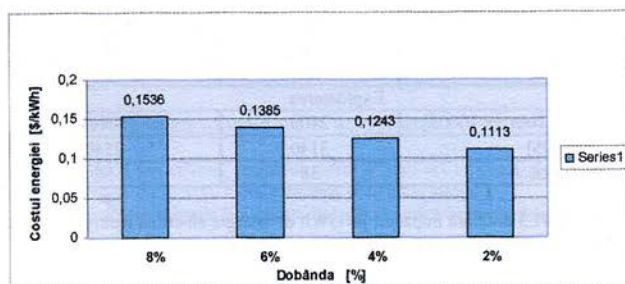


Figura VI.1. - Efectul costului de capital asupra costului energiei

Figura VI.1 prezintă impactul asupra costului energiei pentru centrala de 100 MW pentru diferite rate ale dobânzii la credite atunci când celelalte mărimi rămân constante. Disponibilitatea surselor de împrumut la un cost redus și a capitalului propriu poate reduce semnificativ costul energiei produse de centralele termosolare [108].

Deoarece câmpul solar reprezintă o parte importantă din costul total de capital al centralei, impozitul pe proprietate pentru acest echipament reprezintă o sancțiune semnificativă asupra costului pentru tehnologiile termosolare. Similar, centralele convenționale nu plătesc impozitul pe vânzări pentru combustibilul lor.

Pentru a contribui la realizarea neutralității fiscale cu tehnologiile pentru combustibilii fosili, centralele termosolare ar trebui să fie scutite de la plata impozitului pe vânzări pentru echipamentele solare. În plus, datorită investițiilor de capital foarte mari pentru centralele termosolare, statul și autoritățile locale colectează mai multe taxe pentru veniturile obținute din împrumuturile și capitalurile proprii ale investitorilor. Astfel, statul și autoritățile locale pot oferi stimulente speciale pentru a ajuta la încurajarea investițiilor în tehnologiile regenerabile care necesită un capital foarte mare și totodată veniturile rămân aceleași prin creșterea veniturilor fiscale.

În tabelul VI.6 sunt prezentați principalii indicatori financiari necesari în calculul costului energiei electrice produse de centrala termosolară, considerând valoarea subvenției ca fiind de 10% și respectiv 30%.

Tab. VI.6 - Indicatorii financiari necesari în calculul costului energiei electrice produse

Procentul Finanțat	60%
Anii Finanțati (perioada)	20
Rata Dobânzii	8%
Durata de viață, [ani]	30
Rata inflației	2,5%
Finanțare nerambursabilă	(10% / 30%)
Parametrii Taxei	
Rata Taxei Locale pe Proprietate (procentul din valoarea impozitata)	1%
Valoarea Impozitata (procentul din costul investitional)	100%
Impozitul pe profit	16%
Asigurare	
Procentul din Costul de Capital	0,5%

Tabelul VI.7. Tabloul de amortizare a împrumutului bancar

Anul	Valoarea creditului la începutul anului	Rata anuală a creditului	Dobânda	Anuitatea	Valoarea creditului la sfârșitul anului
1	274554000	27963931,3	21964320	5999611,3	268554388,7
2	268554389	27963931,3	21484351,09	6479580,2	262074808,4
3	262074808	27963931,3	20965984,67	6997946,7	255076861,7
4	255076862	27963931,3	20406148,94	7557782,4	247519079,3
5	247519079	27963931,3	19801526,35	8162405	239356674,35
6	239356674	27963931,3	19148533,95	8815397,4	230541276,95
7	230541277	27963931,3	18443302,16	9520629,2	221020647,77
8	221020648	27963931,3	17681651,82	10282280	210738368,25
9	210738368	27963931,3	16859069,46	11104862	199633506,37
10	199633506	27963931,3	15970680,51	11993251	187640255,53
11	187640256	27963931,3	15011220,44	12952711	174687544,64
12	174687545	27963931,3	13975003,57	13988928	160698616,87
13	160698617	27963931,3	12855889,35	15108042	145590574,87
14	145590575	27963931,3	11647245,99	16316685	129273889,52
15	129273890	27963931,3	10341911,16	17622020	111651869,34
16	111651869	27963931,3	8932149,547	19031782	92620087,55
17	92620088	27963931,3	7409607,004	20554324	72065763,21
18	72065763	27963931,3	5765261,057	22198670	49867092,93
19	49867093	27963931,3	3989367,434	23974564	25892529,02
20	25892529	27963931,3	2071402,322	25892529	0,00
				274554000	

În tabelul VI.7 se observă că valoarea creditului este de 274554000 (60%) restul de 40% reprezentând aportul propriu.

În tabelul nr. VI.8 sunt prezentate veniturile obținute din vânzarea energiei electrice produse de centrala CSP pentru întreaga durată de viață a acesteia.

Tabelul nr. VI.8 - Veniturile obținute din vânzarea energiei electrice produse de centrala

Anul	Prețul de vânzare al energiei electrice [\$/kWh]	Puterea electrică netă produsă [MWh]	Veniturile obținute [\$/an]
1 (2011)	0,139383	364239,267	50768625,713
2	0,141055	364239,267	51377849,222
3	0,142748	364239,267	51994383,413
4	0,144461	364239,267	52618316,014
5	0,146194	364239,267	53249735,806
6	0,147949	364239,267	53888732,635
7	0,149724	364239,267	54535397,427
8	0,151521	364239,267	55189822,196
9	0,153339	364239,267	55852100,063
10	0,155179	364239,267	56522325,263
11	0,157041	364239,267	57200593,166
12	0,158926	364239,267	57887000,284
13	0,160833	364239,267	58581644,288
14	0,162763	364239,267	59284624,019
15	0,164716	364239,267	59996039,508
16	0,166693	364239,267	60715991,982
17	0,168693	364239,267	61444583,885
18	0,170717	364239,267	62181918,892
19	0,172766	364239,267	62928101,919
20	0,174839	364239,267	63683239,142
21	0,176937	364239,267	64447438,012
22	0,179060	364239,267	65220807,268
23	0,181209	364239,267	66003456,955
24	0,183384	364239,267	66795498,438
25	0,185584	364239,267	67597044,420
26	0,187811	364239,267	68408208,953
27	0,190065	364239,267	69229107,460
28	0,192346	364239,267	70059856,750
29	0,194654	364239,267	70900575,031
30	0,196990	364239,267	71751381,931

Conform analizei prezentate, în anul 2011 costul de producere a energiei electrice în cazul unei subvenții de 10% este de 139,383 \$/MWh față de 134 \$/MWh, valoare obținută de L. Stoddard, J. Abiecunas, and R. O'Connell în studiul "Economic, Energy, and Environmental Benefits of Concentrating Solar Power in California" [118].

Diferența dintre cele două costuri este de 5,383 \$/MWh fapt ce argumentează precizia privind previziunea costului energiei electrice produse de CSP pentru anul 2011.

VI.3. Beneficiile de mediu

Piața de energie nu a fost niciodată liberă - marii producători de energie (din surse convenționale: cărbunele și petrolul), au fost întotdeauna capabili să câștige subvențiile guvernamentale de diferite tipuri. De exemplu, guvernul federal american a plătit 35 miliarde dolari în ultimii 30 de ani pentru a acoperi cheltuielile medicale ale minerilor care suferă de "boli pulmonare negre." Aceste subvenții înseamnă că adevăratul cost al cărbunelui nu se reflectă în prețul de piață. Mai exact, cărbunele primește o subvenție imensă ascunsă care se datorează costurilor de mediu și de sănătate ale lucrătorilor în domeniu ce nu sunt contabilizate pe deplin. Costurile ascunse pentru mediu și sănătate a cărbunelui și a altor combustibili fosili sunt, de asemenea, confirmate de un studiu major pe 10 ani realizat de către Uniunea Europeană.

Centralele CSP furnizează beneficii de mediu prin generarea de energie electrică fără a produce emisii atmosferice de CO₂. În plus, utilizarea energiilor regenerabile cu cost fix de generare, cum este cazul energiei eoliene sau a CSP, poate duce la reducerea cantității de combustibili convenționali utilizați și astfel să fie o măsură de protecție împotriva creșterii prețului combustibililor fosili.

Reducerea emisiilor de CO₂

Un beneficiu important al utilizării centralelor CSP îl reprezintă potențialul reducerii cantității de gaze cu efect de seră. Pentru acest calcul al reducerilor de emisii nocive, se presupune că centrala CSP va înlocui funcționarea unei centrale cu flux mediu de căldură de 7385 kJ/kWh.

Valorile tipice permise ale emisiilor pentru o centrală CSP de 100 MW cu sistem de stocare termic pentru șase ore sunt prezentate în Tabelul VI.9.

Tabelul VI.9 - Reducerea emisiilor în centralele CSP

Reducerea emisiilor în centralele CSP		
Poluant	Cantitatea de emisii la centralele cu ciclul combinat	Cantitatea de emisii neevacuate în cazul centralei CSP de 100 MW
	[t/GWh]	[t/an]
NO _x	0,0203	7,4
CO	0,0123	4,5
VOC	0,00713	2,6
CO ₂	524	191000

Centrala CSP ar putea evita eliminarea emisiilor pentru centralele de generație mai vechi cu combustibili fosili (gaz natural sau păcura) al căror flux mediu de căldură este egal sau mai mare 10550 kJ/kWh, ceea ce ar duce la creșterea cantității de emisii neevacuate cu aproximativ 30%. În plus, la centralele mai vechi este puțin probabil ca acestea să fie dotate cu tehnologii moderne de control al emisiilor atmosferice care sunt necesare pentru centralele noi. Astfel, creșterea cantității de emisii neevacuate presupunând înlocuirea centralelor vechi ar putea depăși 30%.

CAPITOLUL VII

Concluzii

Adoptarea tehnologiei termo-solare de producere a energiei electrice este determinată de valoarea sa unică: tehnologia este competitivă din punct de vedere al costului de investiție, este predictibilă, cu punere rapidă în funcțiune și bazată pe sursă regenerabilă de energie și cu impact economic local ridicat. Această tehnologie poate folosi stocarea căldurii produse pe durata strălucirii soarelui pentru a produce electricitate atunci când este nevoie. Ea permite producerea de electricitate la cerere, ceea ce în mod curent se poate obține numai la prețuri ridicate utilizând sursele convenționale de energie ca gazul natural sau cărbunele, sau alte surse regenerabile cu un impact redus sau ridicat asupra mediului cum ar fi energia hidro, biomasa sau energia geotermală. În plus, ea oferă aceste avantaje fără a necesita combustibili fosili și fără a produce emisii de CO₂.

Creșterea necesarului global de electricitate, epuizarea resurselor de combustibili fosili și îngrijorările privind schimbările climatice fac tot mai atractivă tehnologia termosolară de producere a energiei electrice.

În prezent, costul de producere a energiei electrice folosind această tehnologie într-o centrală cu putere mai mare de 250MW, situată într-un loc cu radiație solară ridicată, ajunge la 13-15 c€/kWh și se preconizează să scadă sub 10 c€/kWh până în 2025, ceea ce face ca ea să fie mai competitivă decât alte tehnologii bazate pe surse regenerabile.

O altă caracteristică a tehnologiei termosolare constă în faptul că necesită o mare cantitate de forță de muncă și componente ce pot fi fabricate local. Se oferă astfel oportunitatea de utilizare a resurselor naturale locale de energie folosind forța de muncă locală.

Tehnologia poate completa alte tehnologii bazate pe surse regenerabile care pot genera electricitate doar în mod intermitent. În configurații hibride, această tehnologie poate contribui semnificativ la înlocuirea progresivă a generării de electricitate din surse convenționale, prin folosirea flexibilă a resurselor regenerabile.

Pentru tehnologia ce folosește concentratoarele cilindro-parabolice au fost identificate următoarele îmbunătățiri: proiectarea de noi structuri pentru suporturi; utilizarea materialelor alternative pentru oglinzi; creșterea mărimii colectoarelor; îmbunătățirea caracteristicilor receptorului; folosirea de fluide de lucru superioare termic și operațional.

Deviația focală a suprafeței reflectante a concentratoarelor cilindro-parabolice are mare influență asupra eficienței colectorului. Cu cât sunt mai precise oglinzile, cu atât este mai eficient colectorul. Reducerea deviației focale de la 10 mm la 6 mm are ca rezultat creșterea eficienței instalației cu 2%.

Interesul tot mai mare în producerea de electricitate folosind concentratori solari cilindro-parabolici a condus la realizarea prezentului studiu, pentru a demonstra avantajele energetice, economice, sociale și ecologice pe care le oferă tehnologia termosolară.

Pe baza studiului privind determinarea cât mai precisă a radiației solare incidentă pe o suprafață orizontală plasată în orice loc de pe suprafața Pământului, a cercetărilor teoretice și experimentale asupra eficienței unui colector solar cilindro-parabolic și a proiectării unei centrale termice ce produce electricitate folosind concentratori solari cilindro-parabolici în prezenta teză de doctorat a fost realizată o *analiză detaliată a impactului economic, social și de mediu a construirii și funcționării centralei proiectate.*

În primul capitol sunt prezentate problemele cauzate de folosirea combustibililor fosili, evoluția și dimensiunea necesarului global de energie, precum și viziunea asupra cererii de electricitate în Europa și perspectivele producerii sustenabile de electricitate.

În capitolul II este prezentat stadiul actual al construirii centralelor termosolare cu concentratori cilindro-parabolici. Sunt trecute în revistă principalele centrale termosolare și caracteristicile acestora.

Deoarece radiația solară incidentă pe o suprafață orizontală depinde de o serie de mărimi ca: latitudinea locului, declinația solară și unghiul solar, în **capitolul III** este conceput un *model original de calcul a duratei zilnice de strălucire a Soarelui pentru orice punct de pe suprafața Pământului.* Acesta permite calcularea cu precizie a radiației solare instantanee, în lipsa valorilor măsurate, necesare determinării fluxului util de căldură al unui colector solar.

Capitolul IV conține studierea eficienței termice a unui colector solar cilindro-parabolic. După studierea proceselor de transfer termic, precum și a proceselor de curgere ce au loc în colector, a fost conceput un *model matematic pentru determinarea eficienței termodinamice a colectorului.* Rezultatele obținute prin aplicarea modelului (folosind un program de calcul în mediul de programare Matlab) au fost comparate cu cele obținute experimental. Pentru efectuarea experimentelor a fost realizată instalația experimentală necesară, în care s-a folosit aparatură modernă pentru măsurători (debitmetru Doppler HFM, cameră de termografie THERMACAM Professional 2.8 SR-2, pyranometru Kipp & Zonen, anemometru tip YK-2005). Măsurătorile efectuate cu camera de termoviziune pentru temperatura absorberului pe lungimea acestuia au arătat că acesta nu variază liniar așa cum a rezultat din simularea numerică. Explicația constă în faptul că în simularea numerică pierderile de căldură prin conducție prin suporturile absorberului au fost distribuite uniform pe toată lungimea acestuia. Pentru a determina experimental pierderile de căldură prin convecție și radiație a fost încălzită suprafața absorbanță cu ajutorul unei rezistențe electrice dispusă în interiorul acesteia. În momentul în care temperatura absorberului rămâne constantă prin realizarea echilibrului termic, s-a măsurat puterea electrică a rezistenței pentru a determina fluxul de căldură disipată pentru pierderile de căldură prin convecție și radiație ale colectorului. S-a observat o diferență de circa 20% între rezultatele experimentale și cele analitice pentru temperatura receptorului de 100°C. Eficiența termică a colectorului prezintă diferențe de 15% între valorile analitice și cele experimentale.

În capitolul V se prezintă mersul de calcul pentru proiectarea și dimensionarea unei centrale termosolare cu concentratori cilindro-parabolici cu puterea de 100 MW.

A fost concepută o centrală termosolară cu concentratori cilindro parabolici (CCP) ce funcționează după ciclul Rankine, utilizând numai energia solară colectată și cea stocată.

Folosind softul EES (Engineering Equation Solver) s-a realizat analiza termodinamică a centralei. Modelul matematic dezvoltat de autor este util pentru dimensionarea oricărei centrale termoelectrice care funcționează după ciclul Rankine.

Ultimul capitol cuprinde modelul de calcul al impactului economic, social și de mediu în cazul funcționării unei centrale termosolare, cu luarea în considerare a produsului global brut, veniturilor, locurilor de muncă, taxelor și impozitelor, costului energiei produse și a emisiilor poluante. Modelul a fost aplicat pentru 3 tipuri de centrale având aceeași putere (100MW): centrala proiectată, o centrală cu turbine cu gaze ce funcționează după ciclul combinat și o centrală cu turbine cu gaze ce funcționează după ciclul simplu.

Din analiza rezultatelor a reieșit:

- În funcție de punctul de interconectare a centralei CSP și de profilul de sarcină a furnizorului local de energie electrică, centralele termosolare cu sistem de stocare termică de 6 ore ar putea avea un rol convenabil de furnizare a energiei în perioadele de vârf și/sau intermediare.

- Investițiile în centralele CSP oferă un beneficiu (câștig) mult mai mare atât din punct de vedere economic, cât și de ocupare a forței de muncă decât activitățile corespunzătoare investițiilor în centralele convenționale cu gaz natural.

- Cheltuielile de exploatare și de întreținere duc la crearea mai multor locuri de muncă permanente decât în cazul centralelor convenționale alimentate cu gaze naturale. • s-a estimat ca pentru fiecare 100 de MW instalați, centralele CSP generează 94 de locuri de muncă permanente, comparativ cu 56 de locuri de muncă și 13 de locuri de muncă pentru centralele cu ciclul combinat și, respectiv, pentru centralele cu ciclul simplu.

- Energia livrată de primele centrale (2008) a avut un cost mai mare decât energia livrată de centralele cu ciclul combinat cu gaze naturale (157 \$/MWh față de 104 \$/MWh, pentru o subvenție de 30% pentru centralele CSP). Odată cu avansul tehnologic, creșterea eficienței de construcție pentru centralele CSP și cu creșterea prețului gazului în concordanță cu proiecțiile pentru 2015, centrala CSP devine competitivă cu centrala cu turbine cu gaze cu ciclul combinat (115 \$/MWh, față de 119 \$/MWh chiar și cu o subvenție de 10%). Cele mai multe din avantajele economice și de creare de locuri de muncă sunt în continuare valabile.

- Centralele CSP reprezintă o resursă de generare cu cost fix și oferă protecție împotriva costului fluctuant al energiei electrice produse de centralele pe gaze naturale.

- comparativ cu centralele cu gaze naturale centralele CSP nu generează emisii atmosferice poluante.

Împreună cu stabilitatea prețurilor energiei produse și cu avantajele de mediu, beneficiile economice și sociale sugerează că centralele CSP solare ar fi o alternativă benefică pentru aprovizionarea cu energie.

Contribuții personale

Deși centralele termosolare cu concentratori cilindro-parabolici reprezintă la ora actuală cea mai matură tehnologie comercială de producere a energiei electrice utilizând radiația solară, aceasta întâmpină unele obstacole în aplicare. Pentru o mai bună plasare pe piață sunt necesare, printre altele, îmbunătățiri ale elementelor cheie ale colectorului cilindro-parabolic, optimizarea proiectării; dezvoltarea și aplicarea sistemelor eficiente de stocare a căldurii pentru a mări capacitatea centralei și pentru a folosi integral energia solară pe durata unui an, aplicarea generării directe a aburului folosind tehnologii comerciale și diseminarea succesului sistemelor actuale cu colectoare cilindro-parabolice pentru dezvoltarea tehnologiei, pentru o mai bună acceptare și înaintarea pe piață.

Pentru a veni în sprijinul afirmării tot mai puternic pe piață a producerii energiei electrice folosind concentratori solari cilindro-parabolici a fost realizată prezenta lucrare, cu următoarele contribuții personale:

1. conceperea unui model original de calcul a duratei zilnice de strălucire a Soarelui pentru orice punct de pe suprafața Pământului necesar, în lipsa valorilor măsurate, a radiației solare instantanee incidente pe o suprafață orizontală și al fluxului util de căldură al unui colector solar;
2. conceperea unui program de calcul în Limbajul C++ pentru calculul duratei zilnice de strălucire a Soarelui pentru orice punct de pe suprafața Pământului;
3. studiul analitic și experimental al eficienței termodinamice a unui colector cilindro-parabolic, cu punerea în evidență a parametrilor de influență;
4. conceperea unui program de calcul termic al colectorului cilindro-parabolic în mediul de programare MATLAB;
5. conceperea și realizarea unei instalații experimentale pentru determinarea eficienței termodinamice a unui colector cilindro-parabolic, în Laboratorul de energie regenerabilă al Departamentului de Sisteme Termice și Ingineria Mediului, de la Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați;
6. dotarea prin contracte de cercetare a instalației experimentale cu aparatură necesară pentru:
 - măsurarea temperaturilor și a debitelor: termocupluri pentru măsurarea temperaturilor agentului termic, cameră de termografiere THERMACAM Professional 2.8 SR-2 pentru măsurarea temperaturii absorberului, debitmetru tip Doppler HFM pentru măsurarea debitului de agent termic prin colector;
 - măsurarea iradianței solare globale: pyranometru Kipp & Zonen;
 - măsurarea vitezei vântului, anemometru tip YK-2005.
7. conceperea unei centrale termosolare cu concentrator cilindro-parabolic și dimensionarea acesteia pe baza modelului matematic utilizând software-ul EES (Engineering Equation Solver);
8. elaborarea unei metodologii de calcul al impactului economic, social și de mediu al funcționării unei centrale termosolare cu concentrator cilindro-parabolic;
9. conceperea unui program de calcul al impactului economic, social și de mediu al funcționării unei centrale termosolare cu concentrator cilindro-parabolic.

Bibliografie selectivă

- [1] **John A. Duffie, William A. Beckam** - "Solar Engineering of Thermal Processes" – John Wiley & Sons Inc., New York, 1991
- [2] **Iqbal M.** - „An Introduction to Solar Radiation”, Academic Press Canada, Ontario, 1983
- [3] **Price Henry and Kearney David** - „Reducing the Cost of Energy from Parabolic Trough Solar Power Plants”. National Renewable Energy Laboratory, NREL/CP-550-33208, January 2003.
- [10] **Ion V. Ion, George Vasiliu, Ionita I.**, “Întunecare globală și încălzire globală”, Conferința Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear (ETCN), București, 2008, pag.107-114
- [12] **Ibrahim Reda and Afshin Andreas** – „Solar Position Algorithm for Solar Radiation Applications” - Revised November 2005 • NREL/TP-560-34302, National Renewable Energy Laboratory, 1617 Cole Boulevard Golden, Colorado 80401-3393
- [19] **Gómez, A.**, 2005, *Central Termosolar ANDASOL I. Energía Solar: Estado actual y perspectiva inmediata*, Universidad de Comillas, Madrid
- [20] **Eck M & Zarza E.**, 2006 „Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs”, *Solar Energy*, vol. 80, no.11, pp.1424-1433
- [21] **Birnbaum Jet all.** 2008 „A direct steam generation solar power plant with integrated thermal storage”, 14th Biennial Solar PACES Symposium, 4-7 March 2008, Las Vegas, Nevada, USA
- [22] **Forristal R.**, 2003, „Heat Transfer Analysis and Modelling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver”, NREL Technical Report, Golden, Colorado, USA
- [24] **Robert Cable.** *Solar through generation, the California experience*, KJC Operating company, 2001.
- [25] **M.R. Alvarez**, *Energia solar termoelectrica*, Plataforma Solar Almeria, 2001.
- [27] **L. Venezuela, E. Zarza, M. Berenguel, E.F. Camacho** – „Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode” – Science Direct – Solar Energy 80 (2006)
- [28] **Eduardo Zarza, M. Esther Rojas, Lourdes Gonzales, Jose M. Caballero, Fernando Rueda** – „INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant”, Science Direct – Solar Energy 80 (2006) 1270 – 1276
- [29] **S. Srinivasa Murthy and M.V. Krishna Murthy** – „Experimental Studies on a Solar Thermal – Power Plant”, *Applied Energy* 27 (1987), 305-319
- [52] **García-Valladares O., Velázquez N.**, (2009), “Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 597-609.
- [58] **Milton M. R., Naum F. R., Chiguero T.**, (2009), “Analytical modeling of a solar power plant with parabolic linear collectors”, *Solar Energy*, 126-133.
- [59] **Ming Qu, Archer D.H., Masson S.V.**, (2006), “A Linear Parabolic Trough Solar Collector Performance Model”, *Proceedings of the Sixth International Conference for Enhanced Building Operations*, Shenzhen, China, VIII-3-3.

- [62] **Sinha U. K., Sharma S., Seksena S.B.L.**, (2008), Modeling the Parabolic Collector for Solar Thermal Electric Power, *Arab Research Institute in Sciences & Engineering-ARISER*, 205-211.
- [66] **Thorsten A. Stuetzle** - „Automatic Control of the 30 MWe SEGS VI Parabolic Trough Plant”, University of Wisconsin – Madison, 2002
- [95] **I. Zaharie, I. Luminosu, D. Ignea**, „The study of a paraboloidal optical concentrator by ray-tracing method: results”, CFM - 2007, Chişinău, 11 – 13 october 2007.
- [105] *** „Cost reduction study for solar thermal power plants”, Enermodal Engineering Limited prepared for The World Bank Washington D.C.
- [106] **Robert Cable**, „Solar through generation, the California experience, KJC Operating company”, 2001.
- [107] **Teagan, W. Peter, Arthur D. Little** “Review: Status of Markets for Solar Thermal Power Systems”, Massachusetts, USA, 2001.
- [109] **L. Venezuela, E. Zarza, M. Berenguel, E.F.Camacho** – „Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode” – Science Direct – Solar Energy 80 (2006) 1-17
- [119] *** *Solar Thermal Electricity 2025. Clean electricity on demand: attractive STE cost stabilize energy production*, June 2010, Study made by A.T. Kearney, Inc. for the European Solar Thermal Electricity Association (ESTELA)
- [127] **Mokhtari, M. Yaghoubi, P. Kazan, A. Vafiei, R. Hossaini** – “THERMAL AND OPTICAL STUDY OF PARABOLIC TROUGH COLLECTORS OF SIRHAG SOLAR POWER PLANT”, Proceedings of the Third International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications, May 21-23, 2007, Amman, Jordan, pp 65-69
- [128] **Dirk Krüger, Yuvaraj Pandian, Klaus Hensecke, Mark Schmitz** – „Parabolic trough collector testing in the frame of the REACs project”, *Desalination* 220 (2008), pp 612–618, Elsevier,
- [129] **A. Valan Arasu, T. Sornakumar** – „Design, manufacture and testing of fibreglass reinforced parabola trough for parabolic trough solar collectors”, *Solar Energy*, Volume 81, Issue 10, October 2007, Pages 1273-1279
- [131] **M J Brooks, I Mills, T M Harms** – „Performance of a parabolic trough solar collector”. *Journal of Energy in Southern Africa*, Vol 17 No 3, August 2006, pp. 71-80
- [140] **M.J. Montes, A. Abánades, J.M. Martínez-Val** – “Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple”, *Solar Energy*, Volume 83, Issue 5, May 2009, Pp. 679-689
- [141] Northwest Power Planning Council, New Resource Characterization for the Fifth Power Plan, “Natural Gas Combined-cycle Gas Turbine Power Plants”, August 8, 2002
- [142] **Milton Matos Rolim, Naum Fraidenraich, Chigueru Tiba** – “Analytic modeling of a solar power plant with parabolic linear collectors”, *Solar Energy*, Volume 83, Issue 1, January 2009, Pp. 126-133

PUBLICAȚII

CĂRȚI PUBLICATE

1. Gheorghiu Ct., Gheorghiu O., **Paraschiv S.**, 2004, "*Cercetarea experimentală a mașinilor termice*", Ed. Evrika, Brăila, ISBN 973-641-054-4, 293 pag.
2. Valeria Miron, Simona Lizica Paraschiv, **Spiru Paraschiv** – "*Transfer de căldură*", Editura Fundatiei Universitare "Dunarea de Jos" din Galati, 2006, ISBN (10) 973-627-284-2.

LUCRĂRI PUBLICATE

Lucrări indexate ISI:

1. **Spiru Paraschiv**, Ion V. Ion, Lizica Simona Paraschiv – "*Thermodynamic performance for the solar collector of a micro-combined cooling, heating and power system*", **Environmental Engineering and Management Journal - EEJM**, September 2011, Vol.10, No. 9, pp. 1311-1317, **revistă cotată ISI**, <http://omicron.ch.tuiasi.ro/EEJM/>, **factor impact 1,435**.
2. Simona Paraschiv, **Spiru Paraschiv**, Ion V. Ion, Nicolae Badea – "*Computational Combustion and Emission Analysis from a mCCHP System Compared to a Conventional Power Plant*", Recent Researches in Sociology, Financing Environment & Health Sciences, (EMEH'11), Playa Meloneras, Gran Canaria, Canary Island, Spain, March 24-25, 2011, ISBN: 978-960-474-287-5, publicație indexată ISI
3. I.V. Ion, M. Bălan, **S. Paraschiv**, L.S. Paraschiv – "*Optimal size of the auxiliary heating boiler in a tri-generation system*", Proceedings of the 39. International Symposium on Agricultural Engineering – Actual Tasks on Agricultural Engineering, Opatija, Croatia, 22-25 February 2011, Conference Paper in Proceedings: *Actual Tasks on Agricultural Engineering*, (indexata ISI Proceedings).
4. Ion V. Ion, Simona Paraschiv & **Spiru Paraschiv** – "*Greenhouse Gas Emission Assessments of a Micro-Combined Cooling, Heating and Power System for Domestic Residence*" – ModTech International Conference - New face of TMCR Modern Technologies, Quality and Innovation - New face of TMCR 25-27 May 2011, Vadul lui Voda-Chisinau, Republic of Moldova. Conference Paper in Proceedings: ModTech2011, included in Index to scientific & Technical Proceedings of Thomson Scientific – Institute for Scientific information (ISI).
5. Simona Lizica Paraschiv, **Spiru Paraschiv**, Ion V. Ion, Răzvan Mahu, *The techno-economic analysis of the emissions reduction technologies in the thermal power plants in Romania*, Journal of Environmental Protection and Ecology – JEPE, **Accept publicare**.

Lucrări publicate in reviste categoria B+ (Reviste indexate BDI):

1. **PARASCHIV Spiru** – "*Thermal performance of parabolic concentrating collectors*", Modelling and Optimization in the Machines Building Field - MOCM – 14, Volume 1, 2008, Editura ALMA MATER, ISSN 1224 – 7480, <http://pubs.ub.ro/?pg=revues&rev=mocm>, indexata BDI

2. Simona Lizica Paraschiv; Ion V. Ion: **Spiru Paraschiv** – „*The technical-economic analysis of applying desulphurisation technologies to a thermal power plant*”, Revista Termotehnica indexată BDI, nr. 2/2010, An XIV, nr. 2/2010, Editura Agir, ISSN 1222-4057, <http://journals.indexcopernicus.com/karta.php?action=masterlist&id=5623>

3 PARASCHIV Simona Lizica, **PARASCHIV Spiru** – “*Exergo - economic analysis of air pollution from power plants*”, Modelling and Optimization in the Machines Building Field - MOCM – 13, Volume 3, 2007, Editura ALMA MATER, ISSN 1224 – 7480, http://pubs.ub.ro/?pg=revues&rev=mocm_indexata_BDI

4. Nicusor Vatachi, Spiru Paraschiv, Ion C. Ionita – “*The energetics and the stoichiometric combustion equations*”, Revista Termotehnica indexată BDI, supliment nr. 2/2011, An XV, supliment nr. 2/2011, Editura Agir, ISSN 1222-4057, <http://journals.indexcopernicus.com/karta.php?action=masterlist&id=5623>

5. **Paraschiv Spiru**, Paraschiv Lizica Simona. Ion V. Ion, - „*The use of systems analysis in environmental engineering*”, International Conference „Advanced Technologies and Materials”, 20 -22 October, 2005, Galați, România, Analele Universitatii „Dunarea de Jos” din Galați Fascicola IX Metalurgie și Știința Materialelor

6. **Spiru PARASCHIV**, Simona Lizica PARASCHIV, Ion V. Ion, Nicusor VATACHI, - „*Design and sizing characteristics of a solar thermal power plant with cylindrical parabolic concentrators in Dobrogea region*”, Revista Termotehnica indexată BDI, nr. 2/2010, An XIV, nr. 2/2010, Editura Agir, ISSN 1222-4057, <http://journals.indexcopernicus.com/karta.php?action=masterlist&id=5623>

7. PARASCHIV Simona Lizica, **PARASCHIV Spiru** – “*Environmental benefits of using parabolic trough in solar thermal power plants*”, Modelling and Optimization in the Machines Building Field - MOCM – 13, Volume 3, 2007, Editura ALMA MATER, ISSN 1224 – 7480, http://pubs.ub.ro/?pg=revues&rev=mocm_indexata_BDI

8. **Paraschiv Spiru**, Paraschiv Simona, Ion V. Ion, “*A mathematical model for the estimation of daily sunshine duration*”, Conferința Națională de Energetică Industrială cu participare internațională CNEI 2007, MOCM14-VOL.1, ISSN 1224-7480, pp.189-192, Bacau

9. Ion V.I., **Paraschiv S.**, Paraschiv S.L., „*New technologies for hospital wastes treatment*”, The National Conference on Industrial Energetics with International Participation, CNEI 2005, The 5th Edition, 10th-12th November, 2005, Bacau, in Modelling and Optimization in the Machines Building Field, MOCM-11, Vol. 3, pp. 150-153.

Articole publicate în volumele unor manifestări științifice internaționale/naționale:

1. **Spiru Paraschiv**, Simona Lizica Paraschiv, , Ion C. Ionita - „*Certificat energetic și certificat de mediu*” – A X-a Conferință Națională (Jubiliara) de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear”, ETCN 2011, 24 Iunie, 2011, București;

2. Ion V.I., Paraschiv L.S., **Paraschiv S.**, “*External optimization of a steam boiler*”, The 7th National Conference on Industrial Energetics with International Participation, CNEI 2009, Bacău University, 05-06 November, 2009.

3. Ion C. IONITA, Ion V. ION, Simona L. PARASCHIV, **Spiru PARASCHIV** – „*Expressing numerically the local total pollution by using general environmental quality grade (GEOG)*” Revista Termotehnica nr. 2, 2009, ISSN 1222-4057

4. Paraschiv Lizica Simona, **Paraschiv Spiru**, Ion V. Ion "Optimizarea tehnico-economică a filtrelor textile", a XVI – a Conferința de Termotehnică cu participare internațională 31 Mai – 1 Iunie 2007, Ploiești – ROMÂNIA
5. Paraschiv Lizica Simona, **Paraschiv Spiru**, Ion V. Ion – „Aspecte privind evaluarea economică a poluării și a tehnologiilor de depoluare din sectorul energetic” - Conferința Științifică UgalMat 2005 – Tehnologii și materiale avansate - 20 -22 octombrie 2005, Editura Fundației Universitare „Dunărea de Jos” – Galați
6. Ion V. Ion, Crăciun Lizica Simona, **Paraschiv Spiru**, - “Predicția converșiei SO_2 în SO_3 la răcirea gazelor de ardere”, Sesiunea de Comunicări Științifice a Universității Petrol-Gaze din Ploiești, 11-13 Mai 2005, Vol L VII, Seria Tehnică, Nr. 2/2005
7. Simona Lizica Crăciun, **Spiru Paraschiv**, Ion V. Ion – “Posibilități de reducere a SO_x și NO_x prin folosirea arderii în strat fluidizat” - Conferința Națională cu Participare Internațională – “Cercetarea Științifică în Domeniul Integrării Europene”, Brăila 28-29 Mai 2004 , ISBN 973-8466-50-4
8. Nicusor Vatachi, **Spiru Paraschiv**, Simona Lizica Crăciun, “The use of systems analysis in environmental engineering” - The Annals of „Dunărea de Jos” University of Galati, Fascicle IV Refrigerating Technique, Internal Combustion Engines, Boilers and Turbines, ISSN 1224-4558, 2004
9. Vatachi Nicușor, Simona Lizica Crăciun, **Spiru Paraschiv** – „Gypsum production in the flue gas desulphurization plant”, - The Annals of „Dunărea de Jos” University of Galati, Fascicle IV Refrigerating Technique, Internal Combustion Engines, boilers and turbines, ISSN 1224-4558, 2004
10. Simona Lizica Crăciun, **Spiru Paraschiv**, Ion V. Ion - „Analiza termică comparată a instalației de preparare a prafului de cărbune” – A III-a Conferință Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear”, ETCN 2004, ISBN 973-7982-07-2
11. Ion V. Ion, Simona Lizica Crăciun, **Spiru Paraschiv**, - “Ecological optimization of an irreversible Rankine heat engine”, - The Annals of „Dunărea de Jos” University of Galati, Fascicle IV Refrigerating Technique, Internal Combustion Engines, boilers and turbines, ISSN 1224-4558, 2004
12. **Spiru Paraschiv**, Vatachi Nicusor, Simona Crăciun – “The air excess and temperature control and the boilers efficiency”, The Annals of „Dunărea de Jos” University of Galati, Fascicle IV Refrigerating Technique, Internal Combustion Engines, boilers and turbines, ISSN 1224-4558, 2004
13. Crăciun Lizica Simona, Ion V. Ion, **Paraschiv Spiru** – “Recovery and Reevaluation of Landfill Gas” – Conferința De Energetică Industrială Cu Participare Internațională” - Modeling and optimization in the machines building field, Bacau 2003; ISSN 1224 – 7480
14. Simona Lizica CRĂCIUN, **Spiru PARASCHIV**, "Reevaluation of household wastes", Buletinul Institutului politehnic din Iasi Publicat de Universitatea Tehnică „Gh. Asachi”; Iași,- First International Conference “Prof. Emil Gaiginschi Jubilee”- “Advanced Concepts in Mechanical Engineering”- Tomul L (IV), Fasc. 6A, Secția 7 : Thermotechnics and Thermal Systems, 2004, ISSN 1011-2825
15. Simona Lizica Crăciun, **Spiru Paraschiv**, Ion V. Ion “Capitalization of biogas produced by the treatment of agricultural waste by mean of co-generation”, - The

Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Fascicle IV Refrigeration Techbique, Internal Combustion Engines, Boilers and Turbines, ISSN 1221-4558, 2004

16. **Spiru Paraschiv**, Simona Lizica Crăciun, Nicusor Vatachi, Ion V. Ion – „*Analiza impactului asupra mediului a tehnologiilor de tratare a deseurilor menajere cu recuperare de energie*„ – A XI –a Conferinta cu Participare Internationala „Confort, Eficienta, Conservarea Energiei si Protectia Mediului”, Bucuresti, 2004

17. Simona Craciun, Nicusor Vatachi, **Spiru Paraschiv** – „*Energy savings using solar air heating systems*” – The Annals of the University „Dunarea de Jos” of Galati, Fascicle IV, Refrigerating Technique Internal Combustion Engines Boilers and Turbines, 2005, ISSN 1221-4558

18. **Spiru Paraschiv**, Nicusor Vatachi, Simona Craciun – „*Combating Global Climate Change using biomass heating systems*” - The Annals of the University „Dunarea de Jos” of Galati, Fascicle IV, Refrigerating Technique Internal Combustion Engines Boilers and Turbines, 2005, ISSN 1221-4558

19. Simona L. Craciun, **S. Paraschiv**, I.V.Ion. - „*Utilizarea sistemelor solare pentru incalzirea cladirilor*” – „ A IV-a Conferinta Nationala de Echipament Termomecanic Clasic si Nuclear si Energetica Urbana”, Bucuresti, 30 Iunie- 1 Iulie 2005

20. **Spiru Paraschiv**, Ion V. Ion, Simona Craciun – „*Greenhouse gas emission reduction analysis of a wind energy system*” – Conferinta Nationala de Termotehnica cu Participare Internationala, Editia a-XV-a, 26-28 mai 2005, Craiova.

21. **Spiru Paraschiv**, Ion V. Ion, **Simona Craciun** – „*Formarea oxizilor de carbon in procesele de ardere*” – Conferinta Nationala de Termotehnica cu Participare Internationala, Editia a-XV-a, 26-28 mai 2005, Craiova.

22. Simona Craciun, **Spiru Paraschiv**, Nicusor Vatachi – „*Energy savings using solar air heating systems*” – 1st International Conference on Thermal Engines and Environmental Engineering „Thermal Science Societies Union from Romania NETIME, June 3-4, 2005, Galati, Romania

23. Simona L. PARASCHIV, **S. PARASCHIV**, I. Ioniță – „*Servicii alternative de energie – condiții de rentabilitate*” - A V-a Conferința Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear și Energetică Urbană”, București, 6-7 iulie 2006.

24. **S. PARASCHIV**, Simona L. PARASCHIV, I. Ioniță – „*Estimarea energiei hidroelectrice mai ieftină decât celelalte?*” - A V-a Conferința Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear și Energetică Urbană”, București, 6-7 iulie 2006.

25. **S. PARASCHIV**, Simona L. PARASCHIV, I. Ioniță – „*Producerea energiei folosind sisteme eoliene – soluție viabilă și nepoluantă?*” - A V-a Conferința Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear și Energetică Urbană”, București, 6-7 iulie 2006

26. Ion V. Ion, Simona Paraschiv, **Spiru Paraschiv** – „*Optimizarea cost-calitate a unui cazan de abur*” - A V-a Conferință Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear și Energetică Urbană”, București, 6-7 iulie 2006

27. Ion V. Ion, Ion C. Ioniță, Daniela Negoită, **Spiru Paraschiv** – „*The profitability of hybrid solar vehicles (HSV)*”, International Workshop on Hybrid and Solar Vehicles, 5-6 noiembrie, 2006 – University of Salerno, Italy

Curriculum vitae Europass



Informații personale

Nume / Prenume

Paraschiv Spiru

Adresă(e)

Strada Brailei, Nr. 78, Bl. BR4A, Ap. 67, Galați, Romania

Telefon(oane)

Mobil: +40 721320403

E-mail(uri)

sparaschiv@ugal.ro

Naționalitate

Romana

Data nașterii

31.08.1976

Sex

Masculin

Locul de muncă vizat / Domeniul ocupațional

**Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați,
Facultatea de Mecanică, Catedra Sisteme Termice și Ingineria Mediului,
Departamentul de Protecția Mediului**

Experiența profesională

Perioada

27.02. 2006 – până în prezent -

Funcția sau postul ocupat

Asistent universitar – Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați , Catedra STIM

Perioada

24.02. 2004 – 27.02. 2006

Funcția sau postul ocupat

Preparator universitar – Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați , Catedra STIM

Activități și responsabilități principale

Activități didactice
Activități de cercetare

Numele și adresa angajatorului

Universitatea "Dunarea de Jos"- Galați, Str. Domneasca nr 47, Galați - 800008, ROMANIA

Tipul activității sau sectorul de activitate

Invatamant superior

Educație și formare

Perioada

2005 – 2009 – Facultatea de Știința Calculatoarelor

Calificarea / diploma obținută

Diploma de inginer, specializarea calculatoare

Disciplinele principale studiate /
competențe profesionale dobândite

Discipline specifice

Numele și tipul instituției de învățământ
/ furnizorului de formare

Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

Perioada

Septembrie – noiembrie 2006

Calificarea / diploma obținută

Certificat EUROPASS Mobility

Disciplinele principale studiate /
competențe profesionale dobândite

Competențe de proiectare, fabricare, instalare și exploatare a diferitelor sisteme din domeniul energiei regenerabile

Numele și tipul instituției de învățământ
/ furnizorului de formare

Castillo de Constantina 19 4 B, Sevilla, AM Transnational, Spania

Perioada

Septembrie – noiembrie 2006

Calificarea / diploma obținută

Certificat de competențe lingvistice a limbii spaniole

Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Limba spaniola
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Castillo de Constantina 19 4 B, Sevilla, Spania
Perioada	Iunie 2006
Calificarea / diploma obținută	Certificat de participare
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Short Course on Vibration Measurements by Laser Techniques
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	A.I.V.E.L.A – the Italian Association of Laser Velocimetry, in collaboration with the University of Ancona, Italy
Nivelul de clasificare a formei de învățământ / formare	perfecționare
Perioada	Iulie 2005
Calificarea / diploma obținută	Certificat de participare
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Advance Study Institute on Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Scoala Internationala de Vara (TESSEC) – Cesme/ Izmir, Turkey
Nivelul de clasificare a formei de învățământ / formare	perfecționare
Perioada	Iulie 2004
Calificarea / diploma obținută	Certificat de participare
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Computational and experimental simulation of combustion and multi-phase flows in advanced energy systems
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Scoala Internationala de Vara, Universitatea Sakarya, Turcia
Nivelul de clasificare a formei de învățământ / formare	perfecționare
Perioada	Iunie 2003
Calificarea / diploma obținută	Certificat de participare
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Computational modeling of combustion & multiphase flows in energy systems
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Scoala Internationala de Vara, Neptun, Romania
Nivelul de clasificare a formei de învățământ / formare	Perfecționare
Perioada	2003 - 2005
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de masterat, profilul: Managementul și gestiunea calitatii, Facultatea de Mecanica
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Discipline specifice
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați
Perioada	1998 – 2003
Calificarea / diploma obținută	Inginer Diplomat, profilul: Ingineria Mediului, Facultatea de Mecanica
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Discipline studiate: Mecanica Fluidelor, Transfer de caldura și masa, Procesarea deșeurilor, Combaterea poluării în CET, Energii regenerabile
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

Aptitudini și competențe personale

Limba maternă **Romana**

Limbi străine cunoscute

Autoevaluare
Nivel european (*)

Engleza

Spaniola

Înțelegere				Vorbire		Scriere	
Ascultare		Citire		Participare la conversație		Discurs oral	
Exprimare scrisă							
C1	Utilizator experimentat	C2	Utilizator experimentat	C1	Utilizator experimentat	C1	Utilizator experimentat
C1	Utilizator experimentat	C2	Utilizator experimentat	C1	Utilizator experimentat	C1	Utilizator experimentat

(*) Nivelul Cadrului European Comun de Referință Pentru Limbi Străine

Competențe și abilități sociale

- spirit de echipă: membru in echipe de cercetare
- capacitate de adaptare la medii multiculturale

Competențe și aptitudini organizatorice

Foarte bun organizator; capacitate ridicată de analiză și sinteză
- Asistent coordonare proiect Proiect Leonardo da Vinci LLP-LdV/PLM/2009/RO/013 – „Engineering Training for Sustainable Development”

Competențe și aptitudini tehnice

Competențe tehnice în diferite domenii:
- Managementul deșeurilor
- Energii Regenerabile
- Procese de combustie
- Protecția mediului
- Dezvoltare durabilă

Aptitudini de proiectare, fabricare, instalare și exploatare a diferitelor sisteme din domeniul energiei regenerabile dobandite in Stagiul de practica Septembrie – Noiembrie 2006 in cadrul proiectului RO/2005/PL95183/S “EUROPEAN ENGINEERS IN RENEWABLE ENERGY”

Competențe și aptitudini de utilizare a calculatorului

utilizare PC: Microsoft Office, AutoCAD, Matlab, MathCAD, Solid Works, C++, My SQL, HTML , PHP
- aplicatii de grafica pe calculator: Adobe Premier, PhotoShop
- Web-designer

Alte competențe și aptitudini

- Perseverența
- Punctualitate

Permis de conducere

Permis de conducere categoria B

Informații suplimentare

- membru al Societății Termotehnicienilor din România (SRT)
- membru A.I.V.E.L.A. – the Italian Association of Laser Velocimetry and non invasive diagnostics
Referințe:
Profesor Dr. Ing. Ion C. IONITA, Catedra Sisteme Termice și Ingineria Mediului, Universitatea „Dunarea de Jos” Galați, ROMANIA
ion.ionita@ugal.ro

