



Universitatea
Transilvania
din Braşov

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ
Facultatea de Construcţii

Ing. Alexandru-Mihai BULMEZ

**TITLU (română): OPTIMIZAREA ENERGETICĂ A COLECTORILOR
GEOTERMALI PENTRU POMPE DE CĂLDURĂ DE PUTERI MICI**

**TITLU (engleză): ENERGETIC OPTIMIZATION OF GEOTHERMAL
COLLECTORS FOR LOW CAPACITY HEAT PUMPS**

REZUMAT / ABSTRACT

Conducător științific

Prof. dr. ing. mat. Vasile CIOFOAIA

BRAŞOV, 2021

D-lui (D-nei)

COMPONENȚA

Comisiei de doctorat

Numită prin ordinul Rectorului Universității Transilvania din Brașov
Nr. **11.280** din **01.07.2021**

PREȘEDINTE:

Prof. univ. dr. ing. Ioan TUNS
Universitatea Transilvania din Brașov

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:

Prof. univ. dr. ing. mat. Vasile CIOFOAIA
Universitatea Transilvania din Brașov

REFERENȚI:

Prof. univ. dr. ing. Alexandru ȘERBAN
Universitatea Politehnica București

Prof. univ. dr. ing. Mugur-Ciprian BĂLAN
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

Prof. univ. dr. ing. mat. Sorin VLASE
Universitatea Transilvania din Brașov

Data, ora și locul susținerii publice a tezei de doctorat:

17 septembrie 2021, ora 11:00, sala JI3

Eventualele aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării vor fi transmise electronic, în timp util, pe adresa alexandru.bulmez@unitbv.ro

Totodată, vă invităm să luați parte la ședința publică de susținere a tezei de doctorat.

Vă mulțumim.

MULȚUMIRI ȘI APRECIERI

În primul rând, doresc să mulțumesc în mod deosebit conducătorului științific, domnului **Prof. Dr. Ing. Mat. Vasile CIOFOAIA**, pentru răbdarea, înțelegerea, încrederea și sprijinul moral pe care mi le-a oferit necondiționat pe perioada de studiu din cadrul școlii doctorale. Îi mulțumesc pentru îndrumarea științifică, profesionalismul desăvârșit și atenția pe care mi le-a acordat.

Mulțumesc distinșilor membri ai comisiei de analizare a tezei de doctorat, domnului **Prof. Dr. Ing. Ioan TUNS** - președintele comisiei – Decan al Facultății de Construcții Brașov, referenților științifici **Prof. Dr. Ing. Alexandru ȘERBAN** – Universitatea Politehnica București, **Prof. Dr. Ing. Mugur-Ciprian BĂLAN** – Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca și **Prof. Dr. Ing. Sorin VLASE** – Universitatea Transilvania din Brașov, pentru disponibilitatea și amabilitatea manifestată la recenzia tezei de doctorat.

Țin să mulțumesc distinșilor membri ai comisiei de îndrumare în perioada realizării tezei de doctorat, domnului **Prof. Dr. Ing. Ioan BOIAN**, domnului **Conf. Mircea HORNEȚ** și domnului **Conf. Ioan-Lucian CÎRSTOLOVEAN** pentru îndrumarea și sugestiile constructive făcute în urma analizării tezei, ce au condus la îmbunătățirea acesteia.

Doresc să adresez mulțumiri deosebite domnului **Prof. Dr. Ing. Ioan BOIAN**, pentru îndrumarea și sprijinul oferit, a cărui experiență de o viață în domeniul termotehnicii m-a ajutat foarte mult la realizarea tezei de doctorat.

Vreau să adresez întreaga mea recunoștință domnilor **Și. Dr. Ing. George DRAGOMIR**, **Conf. Gabriel NĂSTASE** și **Și. Dr. Ing. Alin-Ionuț BREZEANU**, pentru susținerea necondiționată și sprijinul material acordate pe perioada de studiu din cadrul școlii doctorale.

Mulțumesc domnului **Prof. Dr. Ing. Alexandru ȘERBAN**, pentru sprijinul material acordat la realizarea sistemului experimental analizat în teza de doctorat.

Mulțumesc domnului **Conf. Dr. Ing. Nicolae-Fani IORDAN** și echipei companiei **LISSCOM S.R.L.**, pentru sprijinul acordat în realizarea automatizării sistemului experimental.

Mulțumesc membrilor Departamentului de Instalații pentru Construcții și a colegilor de la Departamentul de Inginerie Civilă din cadrul Universității Transilvania din Brașov care au contribuit la formarea mea profesională și științifică.

Mulțumesc domnilor **ing. Alin CĂBAȘ** și **ing. Lucian CRISTEA** pentru sprijinul acordat în realizarea sistemului experimental.

Nu în ultimul rând, mulțumesc deosebit soției și familiei mele pentru răbdarea și sprijinul necondiționat, ambiționarea și dragostea oferită pe întreaga perioadă a realizării acestei teze de doctorat.

* * *

CUPRINS

	Pg. Teză	Pg. Rezumat
CUPRINS	4	4
LISTA FIGURILOR	12	-
LISTA TABELELOR	17	-
LISTA DE NOTAȚII	18	-
LISTA DE ABREVIERI	23	-
1 CAPITOLUL 1 – INTRODUCERE	24	12
1.1 Structura tezei	25	12
2 CAPITOLUL 2 – STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR PENTRU SISTEMELE DE POMPĂ DE CĂLDURĂ CUPLATE LA SOL ȘI ASISTATE SOLAR (PCCS-AS)	27	14
2.1 Introducere	27	14
2.2 Pompele de căldură cuplate la sol și asistate solar (PCCS-AS)	28	14
2.2.1 Clasificarea pompelor de căldură după sursa primară, regenerabilă, de energie	30	-
2.2.2 Clasificarea schimbătoarelor de căldură geotermice	31	15
2.2.3 Clasificarea sistemelor de asistare solară	32	-
2.3 Studii în domeniul sistemelor de PCCS-AS	33	-
2.3.1 Studii pentru schimbătoarele de căldură geotermice orizontale	33	-
2.3.2 Studii pentru SCGO poziționate în proximitatea subsolurilor și în fundații	35	-
2.3.3 Studii pentru sistemele de asistare solară pentru PCCS-AS	36	-
2.3.4 Studii pentru optimizarea energetică a sistemelor de PCCS-AS	37	-
2.4 Obiectivele, ipotezele și sarcinile	39	16
3 CAPITOLUL 3 – MODELAREA FIZICO-MATEMATICĂ A FENOMENELOR DE TRANSFER DE CĂLDURĂ PENTRU SCHIMBĂTORUL DE CĂLDURĂ GEOTERMIC ORIZONTAL (SCGO)	40	17
3.1 Transferul de căldură de la suprafața solului	41	17
3.2 Transferul de căldură din interiorul solului	44	20
3.2.1 Fluxul de căldură în interiorul solului	45	-
3.2.2 Temperatura în interiorul solului	47	-
3.2.3 Rezolvarea numerică a ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale	48	21
3.3 Rezultatele obținute pe baza soluțiilor analitice / numerice	50	22
3.3.1 Câmpul de temperaturi bidirecțional – MDF Crank-Nicolson	50	23
3.3.2 Variația temperaturii în solul neafectat de SCGO	53	-
3.4 Concluziile capitolului	54	24
4 CAPITOLUL 4 – CRITERII ȘI MODELE DE OPTIMIZARE ENERGETICĂ	56	25
4.1 Introducere	56	25
4.2 Formularea și dezvoltarea strategiei de optimizare	56	25
4.2.1 Parametrii utilizați în dimensionarea schimbătorului de căldură geotermic orizontal	58	26

	4.2.2	Stabilirea criteriilor de optimizare	58	26
	4.2.3	Procesul decizional – alegerea optimului sistemului	66	31
	4.3	Concluziile capitolului	68	32
5		CAPITOLUL 5 – MODELUL EXPERIMENTAL AL POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL ȘI ASISTATĂ SOLAR (PCCS-AS)	70	33
	5.1	Descrierea sub-sistemului principal	71	33
	5.1.1	Schimbătorul de căldură geotermic orizontal	71	33
	5.1.2	Caracteristicile pompei de căldură apă-aer	72	34
	5.1.3	Circuitul primar și interconectarea cu celelalte sub-sisteme	75	35
	5.2	Descrierea sub-sistemului secundar (solar termic)	76	36
	5.2.1	Panoul solar termic cu tuburi vidate	76	-
	5.2.2	Vasul de acumulare solar	77	-
	5.2.3	Descrierea circuitului solar și interconectarea acestuia cu circuitul primar al pompei de căldură apă-aer	78	36
	5.3	Descrierea sub-sistemului terțiar (fotovoltaic)	78	37
	5.3.1	Descrierea panourilor solare fotovoltaice	79	38
	5.3.2	Descrierea controlerului de încărcare solară	81	-
	5.3.3	Descrierea invertorului solar	82	-
	5.3.4	Descrierea acumulatorilor solari	82	-
	5.4	Funcționarea și automatizarea sistemului experimental	83	38
	5.5	Echipe pentru măsură și achiziție date	86	-
	5.5.1	Măsurare și achiziție date din schimbătorul geotermic orizontal	86	-
	5.5.2	Măsurare și achiziție date din sistemul panourilor fotovoltaice	89	-
	5.5.3	Măsurare și achiziție date pentru parametrul aer exterior	90	-
6		CAPITOLUL 6 – CERCETĂRI EXPERIMENTALE ȘI ANALIZA REZULTATELOR OBȚINUTE	92	40
	6.1	Introducere	92	40
	6.2	Considerente și procedee asupra rezultatelor cercetărilor	92	-
	6.2.1	Bilanțul fluxurilor termice ale schimbătorului de căldură geotermic orizontal (SCGO)	93	40
	6.2.2	Bilanțul energetic al pompei de căldură (PCCS-AS)	95	41
	6.2.3	Căldura reziduală pierdută de clădire în sol, în timpul sezonului de încălzire	96	42
	6.3	Sezonul rece, de încălzire – iarna	99	43
	6.3.1	Rezultatele cercetărilor în ansamblul sistemului experimental pentru întreg sezonul de încălzire	99	44
	6.3.2	Rezultatele cercetărilor referitoare la temperaturile agentului termic pe circuitul primar pentru întreg sezonul de încălzire	100	-
	6.3.3	Rezultatele cercetărilor asupra temperaturilor din SCGO pentru întreg sezonul de încălzire	101	45
	6.3.4	Rezultatele cercetărilor cu privire la sistemele de asistare solară pentru întreg sezonul de încălzire	105	48
	6.3.5	Rezultatele cercetărilor din punct de vedere al bilanțului energetic	108	51

6.3.6	Analiza celei mai reci perioade din sezonul de încălzire 2019-2020 – luna ianuarie 2020	113	-
6.3.7	Anomalia climatică din sezonul de încălzire 2019-2020 – a doua jumătate a lunii martie 2020	115	-
6.3.8	Ziua de 27.01.2020 – cea mai rece din sezonul de încălzire 2019-2020	116	56
6.3.9	Ziua de 26.02.2020 – ziua reprezentativă din punct de vedere al echilibrului termic în SCGO din sezonul de încălzire 2019-2020	119	-
6.3.10	Ziua de 20.10.2019 – ziua în care s-a introdus cea mai mare cantitate de energie termică în SCGO din sezonul de încălzire 2019-2020	121	-
6.3.11	Centralizarea rezultatelor din măsurătorile experimentale realizate în sezonul de încălzire 2019-2020	123	58
6.4	Sezonul cald, de răcire – vara	125	59
6.4.1	Rezultatele cercetărilor asupra temperaturilor din SCGO pentru întreg sezonul de răcire	125	59
6.4.2	Rezultatele cercetărilor cu privire la bilanțul energiei electrice produse și consumate	126	60
6.5	Concluziile capitolului	127	61
CAPITOLUL 7 – SIMULAREA FENOMENELOR DE TRANSFER TERMIC ÎN			
7	SCHIMBĂTORUL DE CĂLDURĂ GEOTERMIC ORIZONTAL UTILIZÂND UN SOFT SPECIALIZAT	129	63
7.1	Pre-procesarea modelului geometric tridimensional al SCGO utilizând software-ul CFD - COMSOL Multiphysics	129	63
7.1.1	Parametrii și definițiile generale ale simulării	130	63
7.1.2	Modelul geometric simulat și proprietățile de material	131	64
7.1.3	Condiții la limită	132	-
7.1.4	Rețeaua de discretizare	133	65
7.2	Procesarea – simularea numerică a fenomenelor de transfer de căldură în COMSOL Multiphysics	135	-
7.3	Post-procesarea – rezultatele simulării numerice a fenomenelor de transfer de căldură în COMSOL Multiphysics	136	66
7.3.1	Rezultatele simulării numerice pentru întreg sezonul de încălzire 2019-2020	136	66
7.3.2	Rezultatele simulării numerice pentru ziua de 27.01.2020 – cea mai rece din sezonul de încălzire 2019-2020	138	68
7.3.3	Rezultatele simulării numerice pentru ziua de 26.02.2020 – ziua reprezentativă din punct de vedere al echilibrului termic în SCGO din sezonul de încălzire 2019-2020	140	-
7.3.4	Rezultatele simulării numerice pentru ziua de 20.10.2019 – ziua în care s-a introdus cea mai mare cantitate de energie termică în SCGO din sezonul de încălzire 2019-2020	143	-
7.3.5	Rezultatele simulării numerice referitoare la temperaturile agentului termic și solului pentru sezonul de încălzire 2019-2020	145	70

	7.3.6	Rezultatele simulării numerice referitoare la bilanțul termic în SCGO pentru sezonul de încălzire 2019-2020	146	71
7.4		Re-procesarea – simularea numerică cu eliminarea surselor de căldură solară și reziduală	147	72
	7.4.1	Cazul I – funcționarea sistemului în cazul unui subsol neîncălzit	147	72
	7.4.2	Cazul II – funcționarea sistemului fără introducere de energie termică solară în SCGO	151	74
	7.4.3	Cazul III – funcționarea sistemului fără orice sursă de căldură auxiliară	155	76
7.5		Concluziile capitolului	159	78
8		CAPITOLUL 8 – ANALIZA COMPARATIVĂ A REZULTATELOR ȘI METODELOR UTILIZATE	160	79
	8.1	Analiza comparativă a rezultatelor obținute	160	79
	8.1.1	Analiza comparativă a temperaturii medii în SCGO	160	79
	8.1.2	Analiza comparativă a temperaturilor agentului termic	162	80
	8.1.3	Analiza comparativă a bilanțului energetic al SCGO	165	82
	8.1.4	Analiza comparativă a temperaturii din SCGO prin eliminarea sursei auxiliare solare și reziduale (din subsol) de căldură	166	83
	8.2	Analiza comparativă a metodelor utilizate	167	-
	8.3	Concluziile capitolului	168	84
9		CAPITOLUL 9 – CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	169	85
	9.1	Concluzii generale	169	85
	9.2	Contribuții personale	171	87
	9.3	Perspective de dezvoltare ulterioară	173	89
		BIBLIOGRAFIE	174	90
		ANEXE	183	-
	1	ANEXA 1 – Programul de calcul în Matlab pentru câmpul de temperaturi bidirecțional al SCGO utilizând Metoda Diferențelor Finite Crank-Nicolson	183	-
	2	ANEXA 2 – Scurt rezumat al Tezei de Doctorat	186	99

CONTENT

	Pp. Thesis	Pp. Summary
CONTENT	4	4
LIST OF FIGURES	12	-
LIST OF TABLES	17	-
LIST OF NOTATIONS	18	-
LIST OF ABBREVIATIONS	23	-
1 CHAPTER 1 – INTRODUCTION	24	12
1.1 Thesis structure	25	12
2 CHAPTER 2 – STATE OF THE ART FOR SOLAR ASSISTED GROUND COUPLED HEAT PUMP SYSTEMS (SA-GCHP)	27	14
2.1 Introduction	27	14
2.2 Solar assisted ground coupled heat pumps	28	14
2.2.1 Classification of heat pumps after the primary heat source	30	-
2.2.2 Classification of geothermal heat exchangers	31	15
2.2.3 Classification of solar assistance systems	32	-
2.3 Research in the field of SA-GCHP systems	33	-
2.3.1 Research for horizontal geothermal heat exchangers	33	-
2.3.2 Research for HGHE positioned next to basements and foundations	35	-
2.3.3 Research for solar assistance systems	36	-
2.3.4 Research for energetic optimisation of SA-GCHP systems.....	37	-
2.4 Objectives, hypothesis and tasks	39	16
3 CHAPTER 3 – PHYSICO-MATHEMATICAL MODELING OF HEAT TRANSFER PROCESSES FOR THE HORIZONTAL GEOTHERMAL HEAT EXCHANGER (HGHE) ...	40	17
3.1 Heat transfer at the ground surface	41	17
3.2 Heat transfer inside the ground	44	20
3.2.1 Heat flux inside the ground	45	-
3.2.2 Temperature inside the ground	47	-
3.2.3 Numerical solution of differential equations with partial derivatives	48	21
3.3 Results obtained based on analytical / numerical solutions	50	22
3.3.1 Bidirectional temperature field – FDM Crank-Nicolson	50	23
3.3.2 Ground temperature variation inside the ground before HGHE positioning.....	53	-
3.4 Chapter conclusions	54	24
4 CHAPTER 4 – ENERGETIC OPTIMIZATION MODELS AND CRITERIA	56	25
4.1 Introduction	56	25
4.2 Formulation and development of the optimization strategy	56	25
4.2.1 Parameters used in sizing the horizontal geothermal heat exchanger	58	26
4.2.2 Establishing optimization criteria	58	26
4.2.3 The decision-making process - choosing the system optimum	66	31

	4.3 Chapter conclusions	68	32
5	CHAPTER 5 – EXPERIMENTAL MODEL OF SOLAR ASSISTED GROUND COUPLED HEAT PUMP SYSTEM (SA-GCHP)	70	33
	5.1 Description of the main sub-system	71	33
	5.1.1 Horizontal geothermal heat exchanger	71	33
	5.1.2 Water-air heat pump characteristics	72	34
	5.1.3 The primary circuit and the interconnection with the other sub-systems	75	35
	5.2 Description of the secondary sub-system (solar-thermal)	76	36
	5.2.1 Solar thermal panel with heat pipes	76	-
	5.2.2 Solar storage tank	77	-
	5.2.3 Description of the solar circuit and its interconnection with the primary circuit of the water-air heat pump	78	36
	5.3 Description of the tertiary sub-system (photovoltaic)	78	37
	5.3.1 Description of photovoltaic solar panels	79	38
	5.3.2 Description of the solar charge controller	81	-
	5.3.3 Description of the solar inverter	82	-
	5.3.4 Description of solar batteries	82	-
	5.4 Operation and automation of the experimental system	83	38
	5.5 Data measurement and acquisition equipment	86	-
	5.5.1 Measurement and data acquisition from the horizontal geothermal exchanger	86	-
	5.5.2 Measurement and data acquisition from the photovoltaic panel system	89	-
	5.5.3 Measurement and data acquisition for the outdoor air temperature	90	-
6	CHAPTER 6 – EXPERIMENTAL RESEARCH AND ANALYSIS OF THE RESULTS OBTAINED	92	40
	6.1 Introduction	92	40
	6.2 Considerations and procedures on research results	92	-
	6.2.1 Horizontal Geothermal Heat Exchanger (HGHE) - Heat Fluxes Balance	93	40
	6.2.2 Heat Pump Energy Balance (SA-GCHP)	95	41
	6.2.3 Total heat transfer from the basement to the HGHE during the heating season	96	42
	6.3 Cold season, heating – winter	99	43
	6.3.1 The results of the research of the experimental system for the whole heating season	99	44
	6.3.2 Research results on thermal temperatures on the primary circuit for the entire heating season	100	-
	6.3.3 Research results on HGHE temperatures for the entire heating season	101	45

6.3.4	Research results on solar assist systems for the entire heating season	105	48
6.3.5	Research results in terms of energy balance	108	51
6.3.6	Analysis of the coldest period of the heating season 2019-2020 – January 2020	113	-
6.3.7	Climate anomaly in the heating season 2019-2020 - the second half of March 2020	115	-
6.3.8	Day 27.01.2020 - the coldest in the 2019-2020 heating season ...	116	56
6.3.9	Day of 26.02.2020 - the representative day from the point of view of the thermal balance in HGHE from the heating season 2019-2020	119	-
6.3.10	Day of 20.10.2019 - the day when the largest amount of thermal energy was introduced in HGHE in the heating season 2019-2020	121	-
6.3.11	Centralization of the results from the experimental measurements made in the 2019-2020 heating season	123	58
6.4	The warm, cooling season – summer	125	59
6.4.1	Research results on HGHE temperature for the cooling season	125	59
6.4.2	Research results regarding electric energy balance	126	60
6.5	Chapter conclusions	127	61
7	CHAPTER 7 – SIMULATION OF THERMAL PROCESSES IN THE HORIZONTAL GEOTHERMAL HEAT EXCHANGER (HGHE) USING A SPECIALIZED SOFTWARE ...	129	63
7.1	Pre-processing of the three-dimensional geometric model of HGHE using the CFD software - COMSOL Multiphysics	129	63
7.1.1	Parameters and general definitions of the simulation	130	63
7.1.2	Simulated geometric model and material properties	131	64
7.1.3	Boundary conditions	132	-
7.1.4	Discretion net	133	65
7.2	Processing - numerical simulation of heat transfer phenomena in COMSOL Multiphysics	135	-
7.3	Post-processing - the results of the numerical simulation of the heat transfer processes in COMSOL Multiphysics	136	66
7.3.1	The results of the numerical simulation for the entire heating season 2019-2020	136	66
7.3.2	The results of the numerical simulation for the day of 27.01.2020 - the coldest in the heating season 2019-2020	138	68
7.3.3	The results of the numerical simulation for the day of 26.02.2020 - the representative day from the point of view of the thermal balance in HGHE from the heating season 2019-2020	140	-
7.3.4	The results of the numerical simulation for the day 20.10.2019 - the day when the largest amount of thermal energy was introduced in the HGHE from the 2019-2020 heating season	143	-

	The results of the numerical simulation regarding the		
7.3.5	temperatures of the thermal agent and the soil for the heating		
	season 2019-2020.....	145	70
7.3.6	The results of the numerical simulation regarding the thermal		
	balance in HGHE for the 2019-2020 heating season	146	71
7.4	Re-processing - numerical simulation regarding solar and residual heat		
	sources elimination	147	72
7.4.1	Case I - operation of the system in case of an unheated basement	147	72
7.4.2	Case II - operation of the system without introduction of thermal		
	energy in the SCGO	151	74
7.4.3	Case III – operation of the system without any auxiliary heat		
	source	155	76
7.5	Chapter conclusions	159	78
8	CHAPTER 8 – COMPARATIVE ANALYSIS OF RESULTS AND METHODS USED	160	79
8.1	Comparative analysis of the obtained results	160	79
8.1.1	Comparative analysis of the average temperature in HGHE	160	79
8.1.2	Comparative analysis of thermal agent temperatures	162	80
8.1.3	Comparative analysis of the energy balance of HGHE	165	82
8.1.4	Comparative temperature analysis in HGHE for the three operating		
	scenarios	166	83
8.2	Comparative analysis of the methods used	167	-
8.3	Chapter conclusions	168	84
9	CHAPTER 9 – GENERAL CONCLUSIONS AND PERSONAL CONTRIBUTIONS	169	85
9.1	General conclusions	169	85
9.2	Personal contributions	171	87
9.3	Prospects for further development	173	89
	BIBLIOGRAPHY	174	90
	APPENDICES	183	-
1	APPENDICE 1 - Matlab calculation program for HGHE bidirectional		
	temperature field using the Crank-Nicolson Finite Difference Method	183	-
2	APPENDICE 2 - Brief summary of the Doctoral Thesis	186	99

~ CAPITOLUL 1 ~

INTRODUCERE

În ultimele decenii, efectele negative ale schimbărilor climatice produse de încălzirea globală antropogenă devin tot mai pronunțate. Cauza principală constă în dependența de combustibili fosili în marile sectoare consumatoare de energie, precum sectorul rezidențial, industrial și terțiar. Prin arderea acestora sunt introduse în atmosferă gaze cu Efect de Seră (GES).

Teza abordează problema reducerii consumului de energie din combustibili fosili prin utilizarea surselor regenerabile de energie din sol și solară, de către sisteme de pompă de căldură care pot asigura încălzirea, răcirea și prepararea apei calde de consum pentru clădiri rezidențiale, comerciale și industriale. Totodată, va fi stabilită strategia de optimizare energetică cu utilizarea surselor auxiliare de căldură. Se va stabili un sistem experimental de pompă de căldură cuplată la sol, cu Schimbător de Căldură Geotermic Orizontal (SCGO) asistată de două sub-sisteme de panouri solare. Actualitatea tezei de doctorat este susținută de preocupările, la nivel european și național, de creștere a performanței energetice în mediul construit.

Scopul și motivația Tezei

Scopul acestui studiu este de a analiza și evalua eficiența sistemelor de încălzire și răcire a spațiilor din clădiri din punct de vedere energetic. În același timp, se va propune un model de optimizare a sistemului de climatizare care utilizează drept sursă solul – sistemul de Pompă de Căldură Cuplată la Sol (PCCS), dar și de a înțelege și de a crește performanțele sistemelor de Pompă de Căldură Cuplată la Sol și Asistată Solar (PCCS-AS) care utilizează mai multe surse regenerabile de energie.

Motivația constă în necesitatea optimizării din punct de vedere energetic a sistemelor de climatizare a clădirilor din zona Brașovului. Sistemul de climatizare studiat este un sistem de PCCS-AS ce utilizează ca sursă principală un SCGO. Se vor analiza, modela, simula și optimiza mai multe configurații ale unui sistem de PCCS-AS din punct de vedere al eficienței energetice.

1.1 Structura Tezei

Capitolul 1 al acestei teze prezintă o scurtă introducere în problema schimbării climatice, abordarea acesteia la nivel legislativ și necesitatea reducerii și eficientizării consumului de energie în sectorul clădirilor. În acest capitol sunt prezentate motivația și scopul general al tezei.

Capitolul 2 prezintă în amănunt literatura de specialitate cu privire la sistemele de pompă de căldură cuplate la sol și asistate solar. Este prezentată clasificarea sistemelor de pompă de căldură, clasificarea schimbătoarelor de căldură geotermice și clasificarea sistemelor de asistare solară. Sunt prezentate studiile la stadiul actual pentru SCGO și sistemele de PCCS-AS. De asemenea, se prezintă cercetările în domeniul de optimizare energetică a SCGO privind poziționarea acestora în fundațiile clădirilor și în proximitatea subsolurilor pentru preluarea căldurii pierdute de clădire. La finalul capitolului sunt prezentate obiectivele acestei teze.

Capitolul 3 prezintă modelele matematice care stau la baza fenomenelor de transfer de căldură din interiorul unui SCGO. S-au soluționat ecuațiile diferențiale cu derivate parțiale pe baza metodei diferențelor finite în cod Matlab. De asemenea, s-au calculat și temperaturile în sol neafectat de prezența unui SCGO pentru locul în care acesta s-a amplasat în cadrul experimentului acestei Teze.

Capitolul 4 stabilește și dezvoltă strategia de optimizare utilizată în cadrul prezentei Teze. În cadrul acestui capitol este prezentată strategia aleasă, împreună cu parametrii de bază în funcționarea sistemului experimental. De asemenea, pentru obținerea rezultatelor s-a realizat o analiză multicriterială cu două criterii de optimizare: criteriul *Numărului de Generare a Entropiei* (NGE) și criteriul *Coeficientului de Performanță* (COP). În urma analizei rezultatelor obținute pe baza celor două criterii de optimizare, s-a concluzionat că, pentru reducerea impactului negativ asupra mediului înconjurător și pentru îmbunătățirea capacității SCGO, este necesară asistarea cu energie externă a sistemului de PCCS. Din acest punct de vedere se alege ca experimentul să utilizeze trei surse de asistare: sursă solară termică, sursă solară fotovoltaică și sursă reziduală din subsolul clădirii.

Capitolul 5 detaliază modelul experimental pe baza căruia s-au realizat măsurătorile în cadrul Tezei. Se prezintă în amănunt cele trei sub-sisteme principale ale sistemului experimental. La finalul capitolului se prezintă scenariul de funcționare ales pentru obținerea rezultatelor necesare din experiment, împreună cu principiile de automatizare. De asemenea, se prezintă sistemele realizate și utilizate pentru înregistrarea și achiziția datelor din experiment.

Capitolul 6 prelucrează în detaliu rezultatele obținute din măsurătorile realizate în cadrul modelului experimental prezentat în capitolul anterior. Principalul scop al acestui capitol este analiza parametrilor mășurați în funcționare, mai întâi în ansamblul sezonului de încălzire, iar apoi punctual pentru anumite perioade mai scurte de timp, luni, săptămâni, zile. Interpretarea datelor înregistrate se realizează pentru sezonul rece, de încălzire (iarna) și pentru sezonul cald, de răcire (vara). De asemenea, în acest capitol sunt realizate cercetări asupra energiei termice pierdute de către subsolul încălzit și preluate de către schimbătorul de căldură geotermic orizontal. La finalul capitolului s-au centralizat rezultatele din măsurători și s-au evidențiat concluziile generale ale experimentului.

Capitolul 7 verifică și calibrează, prin simularea numerică a fenomenelor de transfer de căldură din interiorul schimbătorului de căldură geotermic orizontal, rezultatele obținute în cadrul experimentului prin măsurătorile realizate. De asemenea, în acest capitol se simulează atât impactul utilizării sistemelor de asistare solară asupra funcționării sistemului de pompă de căldură cuplată la sol, cât și impactul pe care îl prezintă subsolul încălzit al clădirii. Cu ajutorul modelului virtual de simulare se simulează funcționarea sistemului, eliminând sursele de căldură auxiliare și reziduală (din subsolul clădirii). La finalul capitolului sunt prezentate concluziile generale constatate în urma simulării numerice.

Capitolul 8 compară, analizând critic, rezultatele obținute din metodele utilizate pentru îndeplinirea obiectivelor tezei. Tot în cadrul acestui capitol sunt prezentate comparațiile utilizării sistemelor de asistare solară și existenței subsolului încălzit în proximitatea schimbătorului de căldură geotermic orizontal. La finalul capitolului se validează rezultatele obținute și se compară metodele utilizate din experiența dobândită.

Capitolul 9 prezintă concluziile generale ale prezentei teze și pune în evidență contribuțiile personale, originale, ale autorului care au condus la obținerea rezultatelor prezentate.

* * *

~ CAPITOLUL 2 ~

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PENTRU SISTEMELE DE POMPĂ DE CĂLDURĂ CUPLATE LA SOL ȘI ASISTATE SOLAR (PCCS-AS)

2.1 Introducere

Astăzi, umanitatea se îndreaptă către utilizarea resurselor regenerabile de energie pentru a reduce consumul de energie în toate sectoarele, preponderent în sectorul clădirilor și a reduce emisiile de GES. Clădirile au potențialul cel mai ridicat pentru reducerea energiei [111]. Consumul de energie pentru climatizarea clădirilor se poate reduce fie prin îmbunătățiri aduse elementelor structurale și de arhitectură: creșterea gradului de izolare termică, utilizarea ferestrelor cu transmitanță termică redusă și a sistemelor de umbrire [93], fie prin îmbunătățirea sistemelor de instalații și utilizarea surselor regenerabile de energie [46, 47, 48, 122].

Sistemele care utilizează surse regenerabile de energie sunt în continuă dezvoltare. În momentul de față există o multitudine de variante utilizate atât în practică, cât și în domeniile științifice de cercetare [11, 15, 102, 121]. Pentru exploatarea surselor regenerabile de energie în cantități mari se utilizează de regulă centrale de puteri mari, cum este cazul centralelor fotovoltaice, centralelor eoliene, centralelor geotermale, hidrocentralelor, centralelor mareomotrice, osmotice sau centralelor de biomasă. Aceste soluții se pretează în special pentru orașe cu un număr ridicat al populației. Pentru domeniul rezidențial, în special, sau pentru cazurile în care sarcinile necesare sunt mici, se utilizează cu precădere sisteme de pompe de căldură, împreună cu alte echipamente conexe, cum ar fi panouri solare fotovoltaice, termice sau hibrid. Pornind de la acestea rezultă o multitudine de combinații posibile. Din acest considerent, pompele de căldură cuplate la sol reprezintă soluții foarte prietenoase cu mediul pentru climatizarea clădirilor. În ultimii ani utilizarea acestora s-a răspândit remarcabil, capacitatea instalată la nivel mondial crescând de 1,52 ori față de perioada până în 2010 [118].

Utilizarea surselor regenerabile de energie se realizează împreună cu îmbunătățirea sistemelor de consum al energiei [30, 36, 63, 120]. Astăzi o temă foarte abordată o reprezintă utilizarea directă a energiei solare la sisteme pompă de căldură [8], atât de către cercetători [12, 34, 40, 89], cât și de companiile producătoare și comerciale de pompe de căldură [19]. Aceste tipuri de sisteme combinate au potențial ridicat de îmbunătățiri și optimizări ale eficienței consumului de energie.

2.2 Pompele de căldură cuplate la sol și asistate solar (PCCS-AS)

Sistemele de pompe de căldură PCCS-AS se află încă în faza de cercetare și optimizare. Studiile se concentrează pe interacțiunea dintre extragerea energiei termice din sol cu ajutorul schimbătorului de căldură geotermic și panourilor solare utilizate pentru suplimentarea cu energie a sistemului. Prin aceasta se urmărește îmbunătățirea Coeficientului de Performanță (COP) al pompei de căldură și a eficienței întregului sistem PCCS-AS. Alimentarea acestui sistem de la o sursă regenerabilă de energie

solară secundară, utilizând panouri solare cu colectori plani sau cu tuburi vidate, panouri solare hibrid [33] sau panouri solare fotovoltaice [10] vizează reducerea cantității de energie electrică consumată de către sistem. Sistemul solar are rolul de a amplifica aportul solar față de cel natural în vederea „reîncărcării termice” mai rapide a solului. Un sistem de pompă de căldură cuplată la sol și asistată solar este compus din trei sub-sisteme cu roluri diferite [34] după cum urmează:

- **sub-sistemul pompei de căldură** sau instalația pompei de căldură propriu-zisă, care reprezintă circuitul frigorific și circuitul separat hidraulic interior ce deservește consumatorii finali de energie termică;
- **sub-sistemul sursei primare** sau circuitul schimbătorului de căldură geotermic, acesta fiind circuitul cel mai important din sistem, ce este constituit din conductele de agent termic montate îngropat în sol, fie orizontal, fie vertical sau în alte configurații;
- **sub-sistemul sursei de asistare solară** sau circuitul solar, separat hidraulic, care de regulă utilizează un vas de stocare solar din care energia termică este transferată către restul sistemului, în funcție de necesitatea în funcționare a acestuia.

2.2.1 Clasificarea schimbătoarelor de căldură geotermice

Schimbătoarele de căldură geotermice denumite și „colectori geotermici” reprezintă prin definiție un schimbător de căldură care are rolul extragerii sau introducerii energiei termice din sau în sol, în funcție de regimul de funcționare al pompei de căldură [24] și vor fi în continuare denumite Schimbătoare de Căldură Geotermice (SCG). Din punct de vedere al sursei de căldură, energia înmagazinată în sol se accesează utilizând schimbătoare de căldură geotermice care se împart în următoarele categorii:

- schimbătoare de căldură geotermice orizontale;
- schimbătoare de căldură geotermice verticale;
- alte tipuri, cum ar fi piloni și ziduri energetice în fundație [83], schimbătoare amplasate lângă fundații și subsoluri [16] sau stâlpi de gheață [13].

Schimbătoarele de căldură geotermice verticale (SCGV) sunt reprezentate de puțuri termice, care consistă în conducte de agent termic introduse împreună cu un compozit în puțuri forate, de regulă cu adâncimea de 100m, însă lungimea lor poate varia [131]. Diametrul acestora variază, de regulă, între 100-200mm [131]. În funcție de sarcina termică a pompei de căldură numărul puțurilor termice variază, iar câmpul total care cuprinde toate puțurile termice este denumit schimbător de căldură geotermic vertical.

Schimbătoarele de căldură geotermice orizontale (SCGO) sunt reprezentate de conducte de agent termic montate în diferite configurații în sol. Acestea sunt caracterizate în principal prin adâncimea mică de montaj, variind între 1-3m adâncime. Din acest motiv, aria acestora la suprafața solului este mult mai mare decât cea a SCGV, iar temperatura variază considerabil de-a lungul anului spre deosebire de SCGV în care temperatura este aproape constantă. Forma geometrică a acestora diferă, acestea fiind categorisite în funcție de geometria aleasă pentru montarea conductei de agent termic. De regulă, bucla de agent termic cu lungimi între 35-60m este suficientă pentru acoperirea necesarului de 1 kW termic, fie încălzire sau răcire [56].

2.3 Obiectivele, ipotezele și sarcinile

În funcționarea sistemelor de PCCS, dezechilibrul termic al SCGO afectează eficiența acestora și are următoarele **cauze** principale:

- diferența de sarcină termică între sezonul de încălzire și sezonul de răcire;
- dimensionarea empirică a schimbătoarelor de căldură geotermice orizontale;
- funcționarea sistemului fără integrarea acestuia cu alte sisteme energetice din clădire.

Pentru diminuarea dezechilibrului termic al SCGO această teză își propune următoarele **obiective**:

- elaborarea modelului matematic pentru transferul de căldură în sol;
- realizarea strategiei de optimizare energetică pentru a diminua efectele negative ale dezechilibrului termic în SCGO, ținând cont de entropia și performanța sistemului;
- realizarea unui model experimental, extensibil, care să permită introducerea și extragerea energiei termice din sol pentru analiza transferului de căldură în interiorul SCGO;
- analiza optimizării prin utilizarea sistemelor auxiliare de asistare solară, care să reducă dezechilibrul termic în sol;
- analiza optimizării prin recuperarea căldurii reziduale pierdute de clădire prin subsol către solul din jur și a fiabilității poziționării SCGO în apropierea subsolului încălzit al clădirii;
- realizarea unui model virtual de simulare numerică care să verifice rezultatele înregistrate experimental și simularea mai multor cazuri de funcționare a sistemului;
- compararea rezultatelor din metodele utilizate și analiza critică asupra eficienței sistemului.

Pentru îndeplinirea obiectivelor enumerate anterior, s-au stabilit următoarele **sarcini** necesare de realizat în cadrul acestei teze:

- realizarea unui program de calcul în cod Matlab pentru transferul de căldură din interiorul solului cu metoda diferențelor finite;
- stabilirea modelelor de optimizare printr-o strategie de optimizare, în urma căruia se decid posibilitățile de optimizare energetică;
- proiectarea și execuția modelului experimental de PCCS, sistem integrat cu două surse auxiliare de energie solară, termică și fotovoltaică, în care SCGO să se amplaseze în proximitatea subsolului pentru preluarea căldurii reziduale pierdute către solul adiacent.
- reproducerea SCGO al sistemului experimental de pompă de căldură cuplată la sol într-un soft specializat și simularea transferului de căldură în interiorul acestuia;
- procesarea datelor înregistrate în urma măsurătorilor și compararea rezultatelor acestora cu rezultatele simulării, împreună cu simularea altor scenarii de optimizare;
- analiza soluției de optimizare energetică prin poziționarea SCGO în proximitatea subsolurilor încălzite prin preluarea energiei termice pierdute de clădire;
- realizarea comparației comprehensive între metodele de optimizare energetică alese în funcție de rezultatele obținute pentru fiecare dintre acestea;
- diseminarea rezultatelor obținute în urma elaborării acestei teze.

* * *

~ CAPITOLUL 3 ~

MODELAREA FIZICO-MATEMATICĂ A FENOMENELOR DE TRANSFER DE CĂLDURĂ PENTRU SCHIMBĂTORUL DE CĂLDURĂ GEOTERMIC ORIZONTAL

Fenomenele fizice sunt descrise prin ecuații diferențiale complexe. Din moment ce fenomenele fizice în realitate sunt în funcție de spațiu și timp, rezolvarea ecuațiilor diferențiale ale acestora se rezolvă prin metode numerice de calcul, dar și analitic, dacă este posibil. Cele mai utilizate metode numerice de calcul sunt *Metoda Diferențelor Finite* (MDF), *Metoda Elementului Finit* (MEF) și *Metoda Volumului Finit* (MVF). MDF se utilizează de regulă pentru probleme cu geometrii simple, rezolvarea fiind rapidă. Problemele care se calculează cu MDF se pot rezolva rapid cu programe de calcul, precum Matlab sau Scilab. MEF împreună cu MVF se utilizează pentru probleme cu geometrii complexe, aceste metode fiind utilizate în special de programele de simulare numerică precum COMSOL Multiphysics, Ansys, Trnsys, etc., calculul fiind mai dificil decât în cazul MDF.

În prezent, există o serie de modele matematice de calcul al transferului de căldură în sol [75], care diferă în funcție de numărul de fenomene de transfer termic care se ia în considerare. Modelarea transferului termic din sol reprezintă un aspect important în eficientizarea acestora fără necesitatea realizării unor experimente complexe. Din punctul de vedere al fenomenelor de transfer termic în cadrul SCGO, acestea de regulă sunt împărțite în două categorii importante:

- stratul solului de la suprafață, în care condițiile de la suprafață afectează temperatura din sol;
- stratul solului în adâncime, în care schimbările climatice de la suprafață nu afectează temperatura solului.

3.1 Transferul de căldură de la suprafața solului

Temperatura la suprafața solului în modelele matematice, după [75] este egală cu temperatura exterioară, aproximare aproape exactă. Fluxurile de căldură de la suprafața solului caracterizează fenomenele de transfer de căldură din proximitatea acestuia. Din acest punct de vedere, transferul de căldură la suprafața solului se consideră convectiv, însă o abordare mai realistă constă în integrarea în modelele matematice a tuturor fenomenelor de transfer de căldură care au loc la suprafața solului.

Transferul de căldură în sol de la suprafață a fost stabilit de către Carslaw și Jaeger în lucrarea [29], prin:

$$T = T_{s,m} - A_s \cdot \exp\left(-\frac{x}{L}\right) \cdot \cos\left(\omega t - P_s - \frac{x}{L}\right), \quad (3.1)$$

unde,

- $T_{s,m}$ reprezintă temperatura medie anuală a solului în [°C];
- A_s reprezintă amplitudinea oscilației de temperatură a solului care depinde de condițiile climatice în [°C];
- P_s reprezintă defazarea undei de temperatură [139] la suprafața solului în [rad];

- L reprezintă lungimea caracteristică în [m];
- ω reprezintă pulsația oscilației anuale în [$z^{-1};s^{-1}$];
- x reprezintă coordonata pentru adâncime în [m].

Fluxurile de căldură de la suprafața solului [73] sunt: convectiv cu aerul exterior, radiant solar și de evaporare a umidității la suprafața solului. Transferul de căldură între sol și aerul exterior se realizează prin fenomenul de **convecție termică**. La suprafața solului, după [75], **fluxul termic unitar convectiv** se descrie prin Legea lui Newton, cu următoarea relație:

$$q_{\text{conv}} = \alpha \cdot (T_{\text{ext}} - T_s), \quad (3.2)$$

unde,

- α reprezintă coeficientul de transfer de căldură prin convecție în [W/m^2K];
- T_{ext} reprezintă temperatura exterioară medie zilnică în [$^{\circ}C$];
- T_s reprezintă temperatura suprafeței solului medie zilnică în [$^{\circ}C$].

Coeficientul de transfer de căldură prin convecție pentru transferul termic dintre sol și exterior este dificil de determinat cu exactitate. Se utilizează mai multe relații empirice pentru aproximarea acestuia. Printre cele mai frecvente relații se numără, după Kupiec și Larwa în [76, 59], relația:

$$\alpha = \frac{\rho_{\text{aer}} \cdot c_{\text{aer}}}{r_{\text{aero}}}, \quad (3.3)$$

unde,

- ρ_{aer} reprezintă densitatea aerului [kg/m^3];
- c_{aer} reprezintă căldura specifică a aerului în [J/kgK];
- r_{aero} reprezintă rezistența aerodinamică la transferul de căldură în [s/m].

Pentru un sol acoperit cu vegetație de aproximativ 10-12cm, rezistența aerodinamică la transferul de căldură, după [2], se poate aproxima cu următoarea relație:

$$r_{\text{aero}} = \frac{208}{v_{\text{aer}}}, \quad (3.4)$$

în care v_{aer} reprezintă viteza aerului la înălțimea de doi metri deasupra solului [m/s].

De asemenea, după McAdams în [84], în funcție doar de viteza aerului se utilizează frecvent relațiile:

$$\alpha = 5,7 + 3,8 \cdot v_{\text{aer}} \quad \text{pentru } v_{\text{aer}} < 4,88 \text{ m/s}, \quad (3.5)$$

$$\alpha = 7,2 \cdot v_{\text{aer}}^{0,78} \quad \text{pentru } v_{\text{aer}} \geq 4,88 \text{ m/s}, \quad (3.6)$$

Temperatura medie zilnică a aerului exterior, respectiv temperatura medie zilnică la suprafața solului, se modifică în funcție de perioada din an și se determină cu relațiile:

$$T_{\text{ext}} = T_{\text{ext,m}} - A_{\text{ext}} \cdot \cos(\omega t - P_{\text{ext}}), \quad (3.7)$$

$$T_s = T_{s,m} - A_s \cdot \cos(\omega t - P_s), \quad (3.8)$$

unde,

- $T_{\text{ext,m}}$ reprezintă temperatura exterioară medie anuală [$^{\circ}C$];
- $T_{s,m}$ reprezintă temperatura suprafeței solului medie anuală [$^{\circ}C$];
- A_{ext} reprezintă amplitudinea oscilației de temperatură a aerului exterior [$^{\circ}C$];
- P_{ext} reprezintă defazarea undei de temperatură a aerului exterior [rad].

Fluxul termic unitar radiant [75]. Transferul de căldură prin radiație reprezintă cea mai întâlnită formă de transfer de căldură în mediul înconjurător. La suprafața solului, transferul de căldură prin radiație se împarte în două categorii: *fluxul termic de lungime mică de undă*, ce caracterizează radiația provenită de la Soare și *fluxul termic de lungime mare de undă*, ce caracterizează radiația provenită de

la Terra. Fluxul termic radiant solar absorbit de către sol variază considerabil pe parcursul anului, iar media zilnică a radiației solare este:

$$q_{\text{rad}} = q_{\text{rad,m}} - A_{\text{solar}} \cdot \cos(\omega t - P_{\text{solar}}), \quad (3.9)$$

unde,

- $q_{\text{rad,m}}$ reprezintă fluxul de căldură unitar radiant solar medie anuală [W/m^2];
- A_{solar} reprezintă amplitudinea oscilației fluxului unitar radiant solar [W/m^2];
- P_{solar} reprezintă defazarea unei fluxului unitar radiant solar [rad].

Fluxul termic unitar radiant provenit din interiorul Terrei, denumit și fluxul de căldură geotermic, determinat într-o serie de studii și cercetări de specialitate [50, 69, 72, 87], are o valoare aproximativă de $63 \text{ W}/\text{m}^2$. Această valoare poate fi utilizată oriunde, reprezentând media la nivel global, diferențele cauzate de altitudine fiind considerate neglijabile.

Fluxul termic unitar de evaporare. Evaporarea este un fenomen analog conducției și convecției căldurii [79]. Împreună cu transferul de masă, o cantitate de căldură se transferă între sol și mediul exterior prin evaporarea umidității de la suprafața solului. Fluxul de căldură unitar de evaporare se determină utilizând relația:

$$q_{\text{evap}} = C_{\text{evap}} \cdot f \cdot \alpha \cdot (p_s - p), \quad (3.10)$$

unde,

- C_{evap} reprezintă constanta de evaporare – $0,0168 \text{ [K/Pa]}$;
- f reprezintă coeficientul ratei de evaporare – $0,1-0,5 [-]$;
- p_s reprezintă presiunea parțială a vaporilor de apă la suprafața solului în [Pa];
- p reprezintă presiunea parțială a vaporilor de apă din aer în [Pa].

Presiunea parțială a vaporilor de apă din aer se determină cu relația:

$$p = RH \cdot p_{\text{sat,aer}}, \quad (3.11)$$

unde,

- RH reprezintă umiditatea relativă în [%];
- $p_{\text{sat,aer}}$ reprezintă presiunea de saturație a vaporilor de apă din aer în [Pa].

Presiunea de saturație a vaporilor de apă în relație cu temperatura se determină astfel:

$$p_{\text{sat,aer}} = p_a \cdot T_s + p_b, \quad (3.12)$$

unde,

- p_a reprezintă o constantă cu valoarea 103 [Pa/K] , după [72];
- p_b reprezintă o constantă cu valoarea 609 [Pa] , după [72].

Considerând relațiile (3.8) la (3.12), media zilnică a fluxului de căldură unitar provenit din evaporarea umidității de la suprafața solului se determină folosind relația:

$$q_{\text{evap}} = C_{\text{evap}} \cdot f \cdot \alpha \cdot [(p_a \cdot T_s + p_b) - RH \cdot (p_a \cdot T_{\text{ext}} + p_b)], \quad (3.13)$$

Fluxul termic unitar conductiv [75] de la suprafața solului, q_{cond} , se obține considerând fluxurile convectiv, radiant și de evaporare, în funcție de direcția acestora și perioada anului. Acesta se transferă în adâncimea solului sau către mediul înconjurător, în funcție de semnul algebric al valorii rezultate. Utilizând valorile medii zilnice ale fluxurilor de căldură unitare de la suprafața solului, bilanțul termic la suprafața solului este caracterizat de relația:

$$q_{\text{cond}} = q_{\text{conv}} - \varepsilon \cdot q_{\text{rad,sol}} + q_{\text{rad}} - q_{\text{evap}}, \quad (3.14)$$

unde,

- q_{cond} reprezintă fluxul de căldură unitar conductiv medie zilnică în [W/m^2];

- ε reprezintă emisivitatea la suprafața solului, cu valoare între 0...1, după [14], [-];
- $q_{rad,sol}$ reprezintă fluxul de căldură unitar radiant provenit din interiorul Terrei în $[W/m^2]$.

Prin înlocuire, din relațiile (3.2, 3.13) și (3.14) fluxul termic unitar conductiv este exprimat prin relația:

$$q_{cond} = \alpha \cdot p_e \left(T_{ext} \frac{p_r}{p_e} + \frac{q_{rad} - \varepsilon \cdot q_{rad,sol}}{\alpha \cdot p_e} - \frac{C_{evap} \cdot f \cdot p_b (1-RH)}{p_e} - T_s \right), \quad (3.15)$$

în care, p_e și p_r sunt coeficienți determinați cu relațiile următoare:

$$p_e = 1 + C_{evap} \cdot f \cdot p_a, \quad (3.16)$$

$$p_r = 1 + C_{evap} \cdot f \cdot p_a \cdot RH, \quad (3.17)$$

Media anuală a fluxurilor de căldură unitare de la suprafața solului, stabilește bilanțul termic caracterizat de relația:

$$q_{cond,m} = q_{conv,m} - \varepsilon \cdot q_{rad,sol} + q_{rad,m} - q_{evap,m}, \quad (3.18)$$

unde,

- $q_{cond,m}$ reprezintă fluxul termic unitar conductiv medie anuală în $[W/m^2]$;
- $q_{conv,m}$ reprezintă fluxul termic unitar convectiv medie anuală în $[W/m^2]$;
- $q_{rad,m}$ reprezintă fluxul termic unitar radiant solar medie anuală în $[W/m^2]$;
- $q_{evap,m}$ reprezintă fluxul termic unitar de evaporare medie anuală în $[W/m^2]$.

Fluxul termic unitar convectiv, $q_{conv,m}$, și fluxul termic unitar rezultat prin evaporare, $q_{evap,m}$, sunt stabilite cu relațiile:

$$q_{conv,m} = \alpha \cdot (T_{ext,m} - T_{s,m}), \quad (3.19)$$

$$q_{evap,m} = C_{evap} \cdot f \cdot \alpha \cdot [(p_a \cdot T_{s,m} + p_b) - RH \cdot (p_a \cdot T_{ext,m} + p_b)], \quad (3.20)$$

Temperatura în sol în condiții normale variază pe perioada anului într-o stare de echilibru ciclică [75], iar media anuală a fluxului termic unitar conductiv în acest caz este zero, adică:

$$q_{cond,m} = 0. \quad (3.21)$$

Din relațiile (3.18 - 3.21) se poate determina valoarea temperaturii medii anuale la suprafața solului, în condiții normale, respectiv fără influența unui sistem SCGO, cu relația:

$$T_{s,m} = T_{ext,m} \frac{p_r}{p_e} + \frac{q_{rad,m} - \varepsilon \cdot q_{rad,sol}}{\alpha \cdot p_e} - \frac{C_{evap} \cdot f \cdot p_b (1-RH)}{p_e}, \quad (3.22)$$

În contextul în care nu se ia în considerare fluxul de căldură geotermic, temperatura $T_{s,m}$ este egală cu temperatura solului în condiții normale.

3.2 Transferul de căldură din interiorul solului

În interiorul solului în care se montează SCGO, solul se consideră un mediu semi-infinit, omogen din punct de vedere al proprietăților fizice pentru simplificarea calculelor. La adâncimea de montaj a conductelor de agent termic se consideră o sursă de căldură liniară care corespunde conductelor schimbătorului de căldură geotermic. Transferul de căldură din sol se realizează prin conducție, deși există și transfer de căldură prin convecție în zonele prin care apa freatică își are cursul sau prin care apa meteorică tranzitează ocazional. Acestea se consideră neglijabile, de regulă, în modelele matematice, în special pentru reducerea gradului de dificultate al acestora.

Ecuția diferențială cu derivate parțiale care guvernează transferul de căldură tridimensional în regim nestaționar, variabil în timp, este descrisă de ecuația lui Fourier [73]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{\rho_{sol} \cdot c_{sol}}, \quad (3.23)$$

unde,

- q_v reprezintă căldura dezvoltată de SCGO raportată la volum și timp [W/m^3];
- a reprezintă difuzivitatea termică [m^2/s];
- c_{sol} reprezintă căldura specifică a solului [J/kgK];
- ρ_{sol} reprezintă densitatea solului [kg/m^3].

Pentru simplificarea modelului matematic și observarea fenomenelor de transfer termic, în cazul unui SCGO, transferul de căldură se determină după două direcții ortogonale. Difuzivitatea termică, a , depinde pe lângă conductivitatea termică și de căldura specifică și densitate și se stabilește cu relația:

$$a = \frac{\lambda_{sol}}{\rho_{sol} \cdot c_{sol}}, \quad (3.24)$$

în care λ_{sol} reprezintă conductivitatea termică a solului [W/mK].

3.2.1 Rezolvarea numerică a ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale

Problemele bidirecționale de transfer de căldură, pornind de la relația tridimensională (3.23), unde temperatura este o funcție de spațiu și timp $T(x,z,t)$ [62], sunt descrise cu cazul particular al ecuației lui Fourier:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{\rho_{sol} \cdot c_{sol}}, \quad (3.25)$$

Rezolvarea se realizează prin aplicarea calculului cu diferențe finite. Rețeaua de discretizare (Fig. 3.1) s-a realizat pentru un SCGO similar cu cel realizat experimental. S-a ales rezolvarea pentru o secțiune transversală a SCGO. Aceasta s-a împărțit în diferențe finite pătratice, cu patru noduri, cu dimensiunile $\Delta x, \Delta z = 250mm$. Pentru simplificarea calculului conductele de agent termic sunt considerate zone punctuale de căldură, de extragere sau introducere a energiei termice în sol.

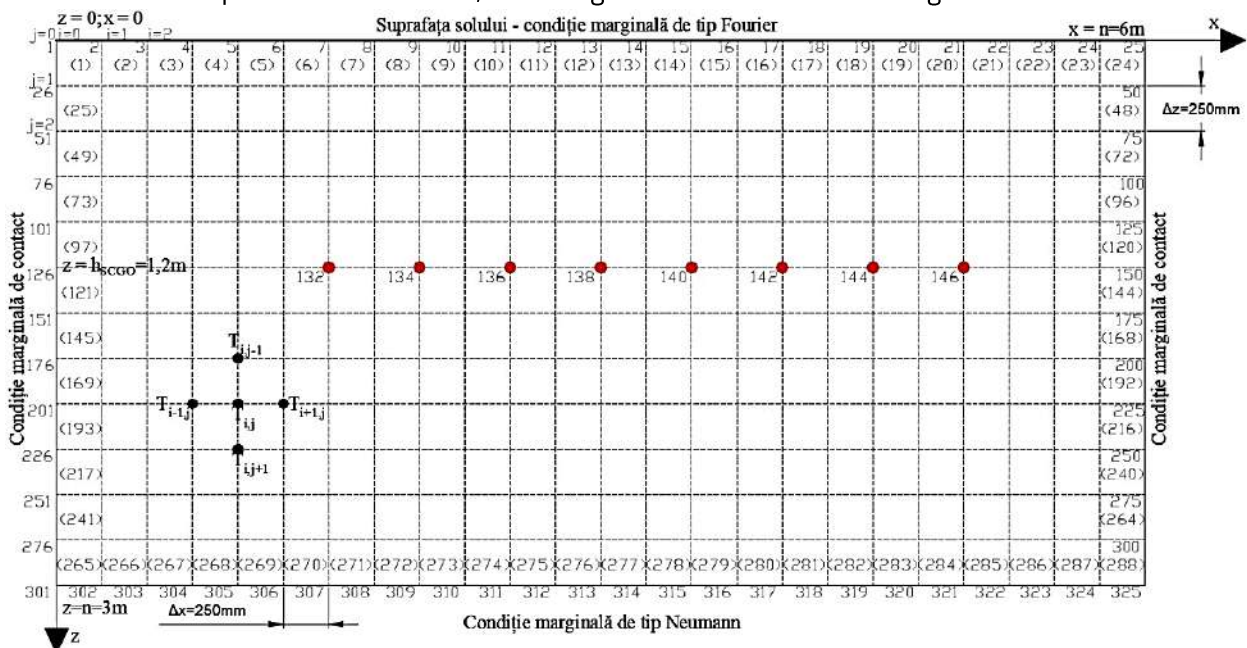


Fig. 3.1 – Rețeaua de discretizare bidimensională a schimbătorului de căldură geotermic orizontal

Pentru ecuațiile diferențiale ale câmpului termic, prin soluționarea sistemului de ecuații algebrice liniare care se obțin pe această cale, metoda capătă forma generală din relația (3.26). Prin procedeul de discretizare a ecuației diferențiale cu derivate parțiale cu metoda Crank-Nicolson (MCN), se obține următoarea relație, după [39], de calcul pentru determinarea temperaturii în spațiu și timp:

$$\frac{T_{ij}^{n+1} - T_{ij}^n}{\Delta t} = \alpha \cdot \left[\left(\frac{T_{ij+1}^n - 2T_{ij}^n + T_{ij-1}^n}{\Delta x^2} \right) + \left(\frac{T_{i+1,j}^n - 2T_{ij}^n + T_{i-1,j}^n}{\Delta z^2} \right) \right] + \frac{q_{vij}^n}{\rho_{sol} \cdot c_{sol}}, \quad (3.26)$$

unde,

- $\Delta x, \Delta z$ reprezintă distanța în ambele direcții dintre noduri [m];
- i, j reprezintă indicii pentru direcțiile z_i și x_i conform Figurii 3.1.

Prin rearanjare relația (3.26) devine:

$$T_{ij}^{n+1} = T_{ij}^n + s_x \cdot (T_{ij+1}^n - 2T_{ij}^n + T_{ij-1}^n) + s_z \cdot (T_{i+1,j}^n - 2T_{ij}^n + T_{i-1,j}^n) + \frac{q_{vij}^n \cdot \Delta t}{\rho_{sol} \cdot c_{sol}}, \quad (3.27)$$

Pentru care, termenii s_x și s_z , s-au stabilit prin rearanjare și se determină cu următoarele relații:

$$s_x = \frac{\alpha \cdot \Delta t}{\Delta x^2}, \quad (3.28)$$

$$s_z = \frac{\alpha \cdot \Delta t}{\Delta z^2}, \quad (3.29)$$

Prin rearanjarea termenilor „n+1” în stânga și termenilor „n” în dreapta ai ecuației (3.60) și introducerea coeficienților din relațiile (3.28) și (3.29), ecuația (3.27) se rescrie astfel:

$$-s_z (T_{i+1,j}^{n+1} + T_{i-1,j}^{n+1}) + (1 + 2 \cdot s_z + 2 \cdot s_x) T_{ij}^{n+1} - s_x (T_{ij+1}^{n+1} + T_{ij-1}^{n+1}) = T_{ij}^n + \frac{q_{vij}^n \cdot \Delta t}{\rho_{sol} \cdot c_{sol}}, \quad (3.30)$$

Prin înlocuirea coordonatelor (i, j, n), se obține sistemul de ecuații, după [39] sub forma matriceală $\bar{A} \times \bar{T} = \bar{B}$:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & & & & & & & & & & & & & & & & \\ 0 & 0 & -s_z & \dots & -s_x & (1+2s_z+2s_x) & -s_x & \dots & -s_z & 0 & 0 & & & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & -s_z & \dots & -s_x & (1+2s_z+2s_x) & -s_x & \dots & -s_z & 0 & & & & & & & \\ \vdots & \vdots & & & & & & & & & & & & & & & & \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & 0 & & & & & \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 & & & & & \end{pmatrix}}_{\bar{A}} \times \underbrace{\begin{pmatrix} T_1^{n+1} \\ T_2^{n+1} \\ \vdots \\ T_{ij}^{n+1} \\ T_{ij+1}^{n+1} \\ \vdots \\ T_{i-1,j}^{n+1} \\ T_{i,j}^{n+1} \end{pmatrix}}_{\bar{T}} = \underbrace{\begin{pmatrix} T_{inf} \\ T_{inf} \\ \vdots \\ T_{(i-1),n+j}^n \\ T_{(i-1),n+j+1}^n \\ \vdots \\ T_{sup} \\ T_{sup} \end{pmatrix}}_{\bar{B}}, \quad (3.31)$$

Sistemul de ecuații din relația (3.31) se poate rezolva prin substituție, eliminare, Gauss, etc [14]. Din cauza nivelului ridicat de complexitate și a dificultății în rezolvare, astfel de ecuații diferențiale cu derivate parțiale se soluționează cu programe de calcul specializate, spre exemplu Matlab sau Scilab. Acestea pot soluționa cu ușurință și rapiditate modelele matematice complexe.

3.3 Rezultatele obținute pe baza soluțiilor analitice / numerice

Pe baza modelelor matematice prezentate anterior, s-a stabilit un algoritm de calcul în cod Matlab, prezentat în detaliu în Anexa 1. Programul de calcul Matlab s-a utilizat pentru determinarea câmpului de temperaturi bidirecțional și a curbelor izoterme în SCGO. De asemenea, s-a determinat temperatura solului neafectată de prezența unui SCGO. Pentru stabilirea acesteia s-a utilizat modelul

analitic prezentat în sub-capitolul 3.2.2. S-a determinat variația temperaturii în interiorul solului, pe perioada unui an, în funcție de adâncime.

3.3.1 Câmpul de temperaturi bidirecțional - MDF Crank-Nicolson

Câmpul de temperaturi reprezintă unul din cele mai eficiente moduri de analizare și înțelegere a fenomenelor de transfer termic în sol, adică observarea curbelor izoterme și direcției de propagare a căldurii. Din acest motiv, s-a realizat un algoritm de calcul prin MDF (Crank-Nicolson) în cod Matlab pentru câmpul de temperaturi pentru secțiunea transversală a SCGO (Anexa 1). Secțiunea s-a realizat perpendicular pe peretele clădirii. Aceasta secționează transversal conductele de agent termic din SCGO. În acest calcul nu s-a ținut cont de influența subsolului clădirii. Pe baza algoritmului MDF și programului de calcul în Matlab, s-au trasat curbele izoterme și câmpurile de temperaturi în interiorul solului în care se montează SCGO, pentru două cazuri distincte și anume:

- de extragere a energiei termice din SCGO;
- de introducere a energiei termice în SCGO.

Temperaturile variabile în timp, respectiv temperatura exterioară și cea a agentului termic s-au introdus în programul de calcul ca medii zilnice, pentru perioada sezonului de încălzire 2019-2020.

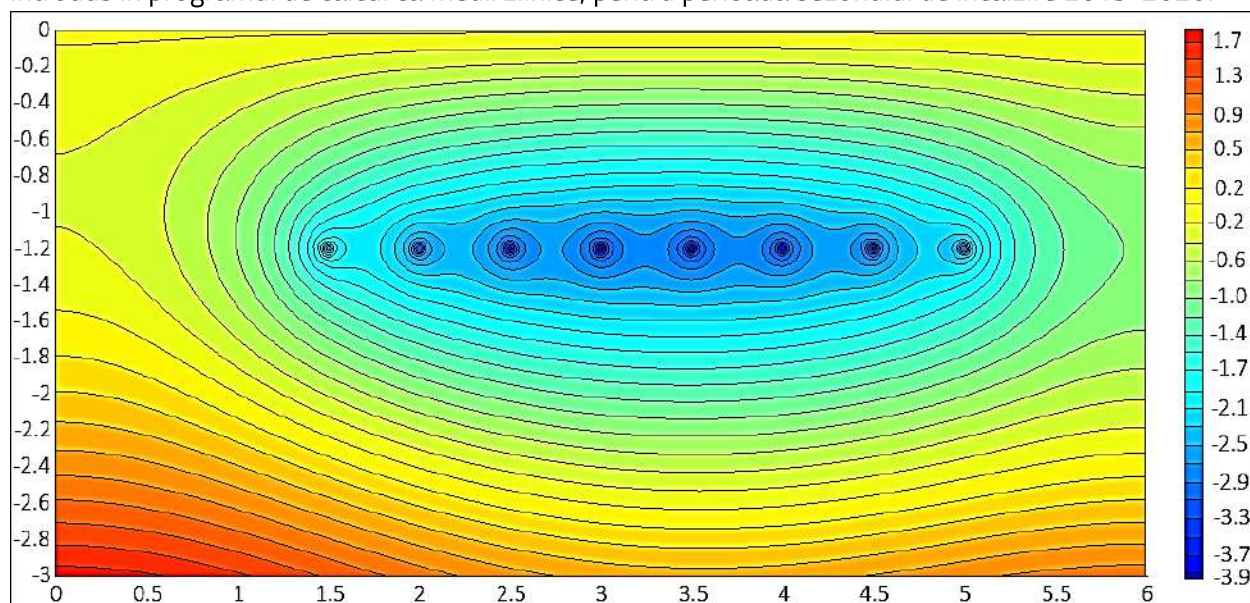


Fig. 3.2 – Câmpul de temperaturi și curbele izoterme determinate cu MCN în Matlab pentru extragerea energiei termice din SCGO

În Figura 3.2 este prezentată distribuția câmpului de temperaturi și curbele izoterme pentru cazul în care energia termică se extrage din SCGO, pentru ziua cea mai rece după temperatura exterioară. Se observă că temperatura în interiorul solului, în zona de montaj a conductelor de agent termic, scade considerabil, ajungând la îngheț, iar zonele cele mai calde sunt la partea inferioară solului.

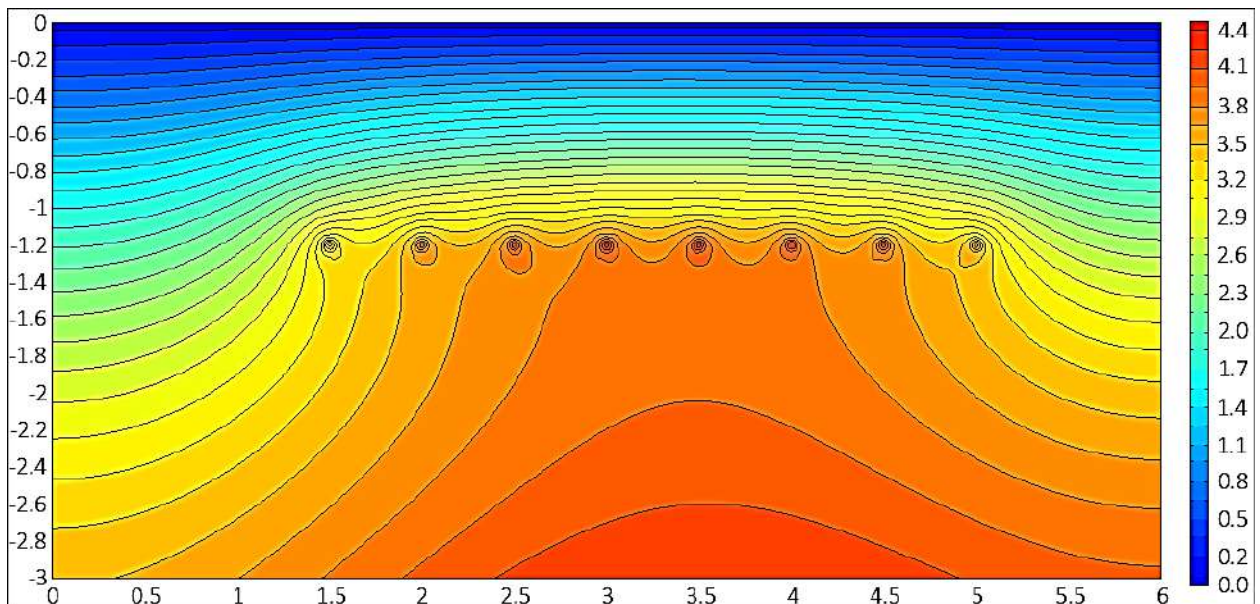


Fig. 3.3 – Câmpul de temperaturi și curbele izoterme determinate cu MCN în Matlab pentru introducerea energiei termice în SCGO

Similar, în Figura 3.3, este prezentată distribuția câmpului de temperaturi și curbele izoterme pentru cazul în care se introduce energie termică în SCGO. Se observă în graficul din această figură că energia termică se dispersează uniform, căldura fiind transferată în mare parte către aerul exterior.

3.4 Concluziile capitolului

În acest capitol s-au prezentat modelele matematice utilizate în rezolvarea ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale care stau la baza fenomenelor de transfer de căldură din interiorul unui SCGO. Pe baza acestora s-au studiat două cazuri separate: *calculul în Matlab prin MCN al temperaturii în interiorul SCGO pe baza sistemului experimental realizat în cadrul acestei teze și calculul temperaturii în solul neafectat de prezența SCGO, înainte de montarea acestuia în cadrul experimentului.*

Pentru soluționarea ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale a secțiunii bidimensionale a SCGO s-a utilizat software-ul de calcul în cod Matlab. Pe baza algoritmului stabilit prin metoda diferențelor finite MCN s-au reprezentat izotermele câmpului de temperaturi pentru situația de introducere și de extragere a energiei termice din sol, concomitent cu disiparea căldurii la suprafața solului. S-a observat că în perioada de extragere temperatura cea mai scăzută se află în zona de montaj a conductelor de agent termic. În perioada de introducere a energiei în sol, căldura se acumulează în partea inferioară conductelor, însă o parte din aceasta se disipă către exterior la mediul înconjurător.

* * *

~ CAPITOLUL 4 ~

CRITERII ȘI MODELE DE OPTIMIZARE ENERGETICĂ

4.1 Introducere

Pentru a motiva populația înspre alegerea unui sistem de PCCS în detrimentul unui sistem clasic de centrală pe combustibili fosili, sistemele de PCCS trebuie să devină mai atractive din punct de vedere economic și energetic. Optimizarea acestora este o temă de mare interes astăzi în acest domeniu.

Optimizarea reprezintă procesul de selectare din mulțimea soluțiilor posibile ale unei probleme, a acelei soluții care este cea mai bună în raport cu unul sau mai multe criterii de optimizare predefinite. Un **criteriu de optimizare predefinit** reprezintă o **funcție de optimizare** care include o serie de **parametri** esențiali pentru problema de optimizat. În funcție de parametrii esențiali se stabilește **strategia de optimizare**, pe baza căreia se aleg criteriile de optimizare cele mai potrivite pentru problema de optimizat. Aplicând strategia de optimizare se obține un **model de optimizare** care se utilizează pentru stabilirea optimului problemei date.

Scopul acestui capitol este de a realiza o analiză a optimizării performanței energetice a SCGO, din cadrul unui sistem de PCCS, după două criterii. Criteriile sunt stabilite pe baza parametrilor cei mai importanți din funcționarea unui SCGO care au posibilitatea îmbunătățirii **energetice** ale acestuia.

4.2 Formularea și dezvoltarea strategiei de optimizare

Complexitatea SCGO este caracterizată atât din punct de vedere geometric, cât și din punctul de vedere al transferului de căldură în sol. Din cauza variațiilor mari de temperatură anuale la suprafața solului și în primii metri în adâncimea acestuia, performanțele termice ale SCGO variază considerabil pe parcursul unui an. Acest aspect impune necesitatea creșterii eficienței energetice a SCGO prin:

- eliminarea efectului negativ care apare din cauza dezechilibrării termice a solului la funcționarea sistemului de pompă de căldură cuplată la sol pe termen îndelungat;
- îmbunătățirea coeficientului de performanță al sistemului de PCCS.

Procesul de optimizare constă în trei pași principali:

1. analiza generală a funcționării sistemului din punctul de vedere al parametrilor care influențează eficiența acestuia. Are ca scop principal reducerea problemei de optimizat prin identificarea parametrilor susceptibili în optimizare, cu o pondere considerabilă în eficiența SCGO.

2. optimizarea după mai multe criterii necesare în cadrul procedurii de optimizare. Acest pas constă în soluționarea criteriilor alese în optimizare pentru alegerea soluțiilor optime de tip „Pareto” [50], pe baza modelului matematic al acestora.

3. procesul decizional în determinarea soluției optime alese din setul de puncte optime de tip „Pareto”, stabilite la pasul anterior. În urma acestui pas se vor alege parametrii cei mai importanți care în urma optimizării vor avea cel mai mare impact asupra eficientizării întregului sistem.

4.2.1 Parametrii utilizați în dimensionarea schimbătorului de căldură geotermic orizontal

Proiectarea schimbătoarelor de căldură geotermice orizontale se realizează ținând cont de mai mulți parametri, împărțiți în mai multe categorii: *de natură geometrică*, *de material*, *operaționali* sau *energetici*. Parametrii aleși și limitele selectate pentru optimizare sunt enumerați în Tabelul 4.1. Parametrii de natură geometrică s-au ales în funcție de intervalele recomandate și empirice ale studiilor [3, 6], iar pentru limitarea proprietăților de material s-a ținut cont de materialele utilizate în practică. În raport cu poziția geografică a Brașovului s-au stabilit parametrii operaționali.

Tabelul 4.1. – Parametrii aleși și limitele selectate pentru aceștia

Tipul parametrilor	Parametrul	Intervalul de limitare
Geometrici	Suprafața de colectare	20 ÷ 100 [m ²]
	Adâncimea de montaj	-1 ÷ -3 [m]
	Pasul de montaj	0,3 ÷ 1 [m]
	Lungimea conductei	50 ÷ 200 [m]
	Diametrul exterior al conductei de agent termic	0,02 ÷ 0,032 [m]
De material	Conductivitatea termică a conductei	0,4 ÷ 0,5 [W/mK]
	Conductivitatea termică a solului	0,5 ÷ 2,5 [W/mK]
Operaționali	Debitul masic de agent termic	0,1 ÷ 1 [kg/s]
	Temperatura solului la adâncimea de 1,2m	-10 ÷ 30 [°C]
	Temperatura exterioară	-30 ÷ 30 [°C]
	Temperatura turului (intrarea în SCGO)	-5 ÷ 40 [°C]
	Temperatura returului (ieșirea din SCGO)	-5 ÷ 40 [°C]
Energetici	Energia termică extrasă	variabil [kWh]
	Energia termică introdusă	variabil [kWh]

4.2.2 Stabilirea criteriilor de optimizare

Criteriile de optimizare sunt de foarte multe tipuri, care urmăresc aceleași principii de bază în cadrul strategiei de optimizare: utilizarea unui singur criteriu pentru optimizări simple sau utilizarea mai multor criterii concomitent pentru probleme mai complexe, în care un singur criteriu este insuficient.

Problemele de optimizări care sunt supuse mai multor criterii de optimizare simultan oferă cele mai sigure rezultate [58], ținându-se cont în același timp de o serie întreagă de parametri. Cercetările lui Vilfredo Pareto [50] ne arată că este imposibil să optimizăm toți parametrii simultan, întrucât îmbunătățirea unui parametru va duce la înrăutățirea altuia. Soluțiile se regăsesc pe curba denumită *Frontiera Pareto*, printre care, în funcție de situația problemei, se află și soluția cea mai bună.

În cadrul acestei teze se utilizează **optimizarea multi-criterială**, prin utilizarea a două criterii, numărul de parametri implicați în funcționarea sistemului fiind ridicat. Criteriile considerate sunt:

- a. **Criteriul Numărului de Generare a Entropiei (NGE);**
- b. **Criteriul Coeficientului de Performanță (COP).**

a. Criteriul Numărului de Generare a Entropiei (NGE)

Pentru schimbătoarele de căldură geotermice, care utilizează ca sursă de energie regenerabilă solul, ireversibilitatea termodinamică reprezintă un aspect important în funcționarea acestora. Entropia oferă o perspectivă asupra modului optim sau mai puțin optim de funcționare a SCGO. Calculul entropiei în funcție de temperatura medie a fluidului din interiorul solului și costul în operare al sistemului urmărește optimizarea SCGO prin reducerea ireversibilității termodinamice. Adică, funcționarea optimă prin care energia din sursa regenerabilă este utilizată cu afectarea minimă a mediului înconjurător.

Criteriul numărului de generare a entropiei este caracterizat de relația:

$$N_s = \frac{S_{gen} \times T_{f,med}}{Q}, \tag{4.1}$$

unde,

- N_s reprezintă numărul de generare a entropiei [-];
- S_{gen} reprezintă rata de generare a entropiei [W/K];
- $T_{f,med}$ reprezintă temperatura medie a agentului termic [°C];
- Q reprezintă fluxul termic [W].

Prin utilizarea relațiilor de calcul în stabilirea numărului de generare al entropiei, modificând temperatura de intrare în SCGO și temperatura de ieșire din SCGO, respectiv temperatura din sol, rezultă un set de puncte N_s care se regăsesc pe graficul din Figura 4.1. Punctele N_s care se află cel mai aproape de „0” formează curba Pareto, acestea fiind punctele optime rezultate din calcul. În Figură, pe axa ordonată s-a reprezentat temperatura medie a agentului termic calculată cu relația 4.1, împreună cu costul aferent ridicării temperaturii medii. Pe abscisă s-a reprezentat valoarea adimensională a numărului de generare a entropiei (4.1), împreună cu temperatura agentului termic la intrarea în SCGO.

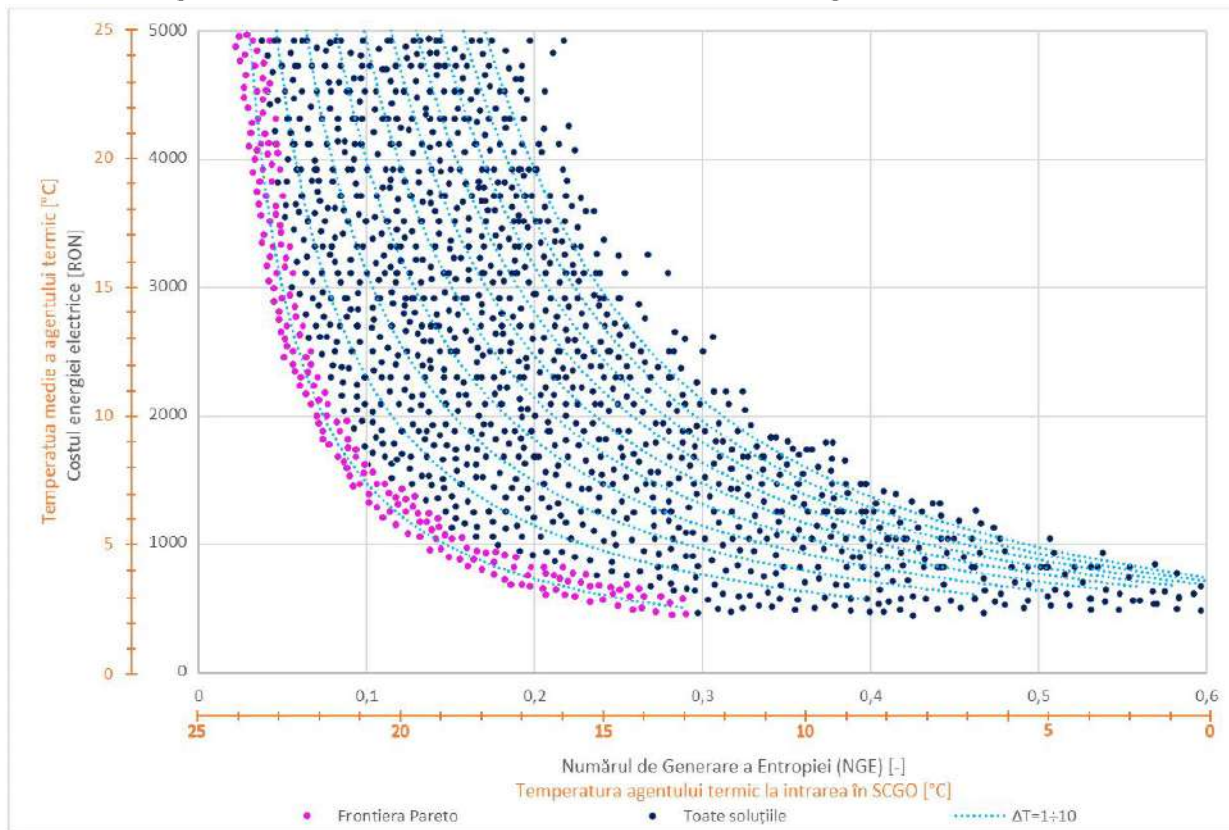


Fig. 4.1. Ilustrarea numerelor de generare a entropiei împreună cu frontiera Pareto pentru SCGO

De asemenea, calculul s-a realizat pentru diferențe de temperatură între turul agentului termic și returul agentului termic de la 1°C până la 10°C. Curbele acestor diferențe de temperatură tur-retur sunt reprezentate în grafic cu liniile punctate de un albastru deschis. Creșterea numărului de generare a entropiei reprezintă creșterea ireversibilității termodinamice a SCGO.

Din analiza Figurii 4.1 se observă faptul că odată cu ridicarea temperaturii medii a agentului termic entropia generată scade. Acest aspect constă în faptul că o temperatură mai ridicată în schimbătorul de căldură înseamnă extragere de energie termică mai puțin predominantă. Desigur că temperatura de intrare a agentului termic în SCGO joacă un rol important, aspect care se observă în grafic. O valoare ridicată a acestei temperaturi înseamnă o valoare scăzută a entropiei generate.

Diferența de temperatură între turul agentului termic și returul agentului termic se reflectă asupra cantității de energie extrasă din sol, conform relației de calcul 4.2. În Figura 4.1 se observă că odată cu mărirea diferenței de temperatură crește și rata numărului de generare a entropiei sistemului.

Ținând cont de cele menționate anterior, este ușor de observat că, în funcție de temperatura medie, temperatura la intrare și diferența între temperatura de intrare și de ieșire sunt factorii care contribuie la generarea de entropie. Din acest motiv, se observă că pe curba diferenței de temperatură de 1°C, cea mai mică aproximată, se regăsește și frontiera Pareto, în care sunt reprezentate cele mai bune puncte de optimizare.

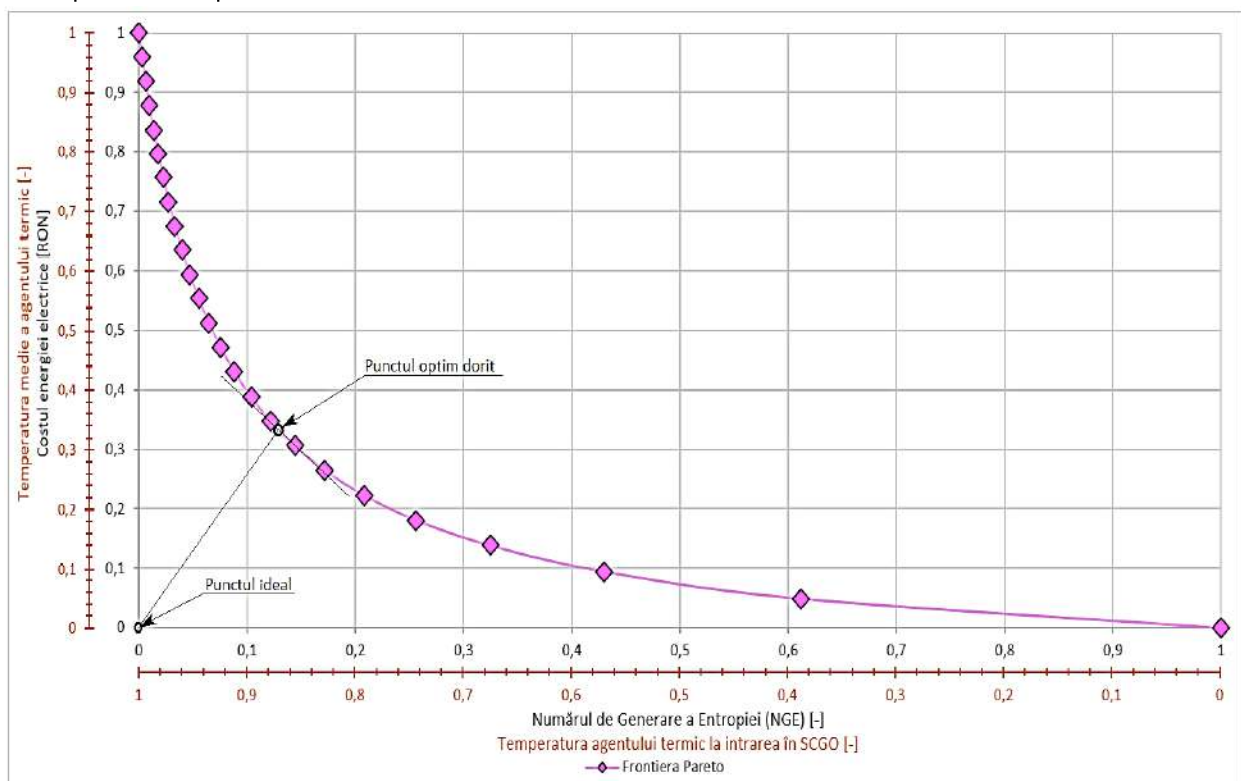


Fig. 4.2. Ilustrarea frontierei Pareto utilizând valorile normalizate NGE

Desigur că în practică diferența de temperatură de 1°C este foarte greu de realizat. Acest caz particular se întâmplă foarte rar, însă, pentru funcționarea optimă a SCGO din punct de vedere al entropiei generate, diferența cât mai mică dintre turul și returul agentului termic reprezintă soluția dorită. Diferența mică de temperatură se poate realiza fie prin scăderea sarcinii termice extrase, fie prin modificarea configurației SCGO, ceea ce implică costuri și spațiu de montaj suplimentare. Din acest

motiv, scăderea sarcinii termice extrase se poate realiza prin echilibrarea sarcinilor termice din sistemul de PCCS utilizând sisteme auxiliare de asistare energetică.

Cea mai bună soluție în cadrul criteriului NGE se regăsește pe cea mai mică distanță dintre punctul ideal și dreapta tangențială la curba ce caracterizează frontiera Pareto. Deși entropia are valorile cele mai reduse odată cu creșterea temperaturii medii a agentului termic, acest lucru în realitate se poate realiza doar cu costuri suplimentare pentru ridicarea acestei temperaturi. Ridicarea temperaturii printr-un alt sistem generează creștere de entropie suplimentară de care nu s-a ținut cont în acest caz. Considerând toate constrângerile menționate, punctul optim dorit se regăsește pe frontiera Pareto, după cum se observă în Figura 4.2.

b. Criteriul Coeficientului de Performanță (COP)

În funcționarea unui sistem de PC coeficientul de performanță reprezintă indicatorul adimensional al performanței generale a acestuia. Criteriul coeficientului de performanță se bazează pe compararea valorilor COP în funcție de performanțele termice generate de un set amplu de configurații geometrice ale SCGO. Aceste configurații s-au stabilit pe baza parametrilor prezentați în Tabelul 4.1, în intervalele de limitare stabilite.

Pentru calcularea coeficientului de performanță (COP) și utilizarea acestuia ca și criteriu de optimizare, s-a utilizat software-ul GHLEPro V5.0. Pentru fiecare configurație geometrică a SCGO stabilită, software-ul GHLEPro a simulat puterea termică a SCGO, împreună cu COP-ul corespunzător într-un sistem de PCCS. Parametrii variabili în calculul coeficientului de performanță aleși sunt parametrii geometrici principali în dimensionarea SCGO, respectiv *diametrul conductei de agent termic* (20mm, 25mm, 32mm), *suprafața de colectare* (20÷100m²) și *pasul de montaj al conductei* (30÷100cm). După cum se poate observa în Figura 4.3, COP-ul crește odată cu creșterea suprafeței SCGO, cât și cu micșorarea pasului conductei. De altfel, mărirea diametrului conductei de agent termic influențează coeficientul de performanță, acesta crescând o dată cu creșterea diametrului conductei.

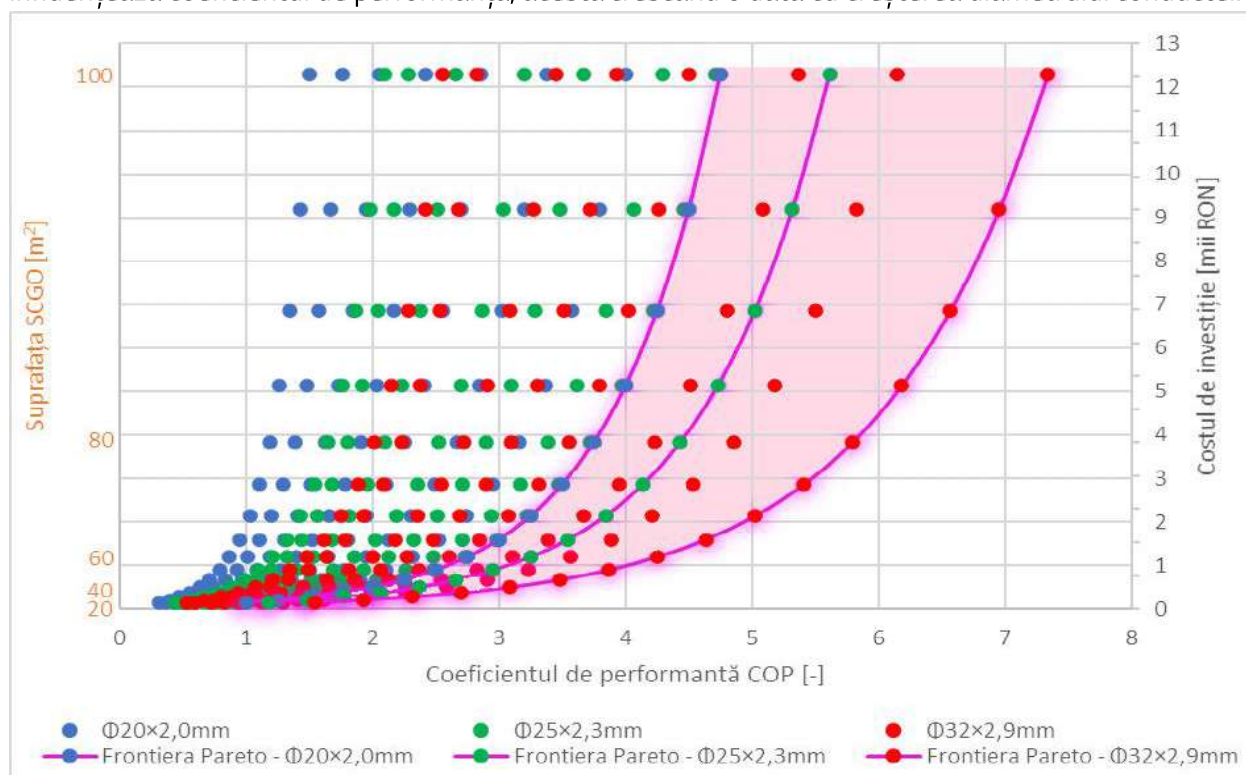


Fig. 4.3. Ilustrarea COP în funcție de geometria SCGO împreună cu frontiera Pareto

Se poate observa în acest grafic că soluțiile cele mai bune sunt oferite de pasul de montaj cel mai mic. Acest aspect duce la creșterea lungimii de conductă și implicit la creșterea energiei termice ce poate fi vehiculată în interiorul SCGO. Analizând informațiile prezentate anterior, s-a conturat aria frontierei Pareto. Aceasta este cuprinsă între curba obținută din variația suprafeței de colectare pentru conducta $\varnothing 20\text{mm}$ la pas de 30cm și curba obținută pentru conducta $\varnothing 32\text{mm}$ la pas de 30cm . În interiorul acestei arii rezultate se află cele mai bune soluții în funcționarea sistemului experimental de pompă de căldură, după criteriul COP.

În Figura 4.4 se observă frontierele Pareto pentru fiecare diametru de conductă împreună cu punctul ideal și punctele optime dorite, ținându-se cont atât de performanțele sistemului, cât și de costul inițial de investiție. Punctul optim se poate obține prin utilizarea conductei $\varnothing 32\text{mm}$. S-a ales reprezentarea punctului optim pentru fiecare diametru, pentru vizualizarea în ansamblu a diferențelor apărute în funcție de diametrul conductei.

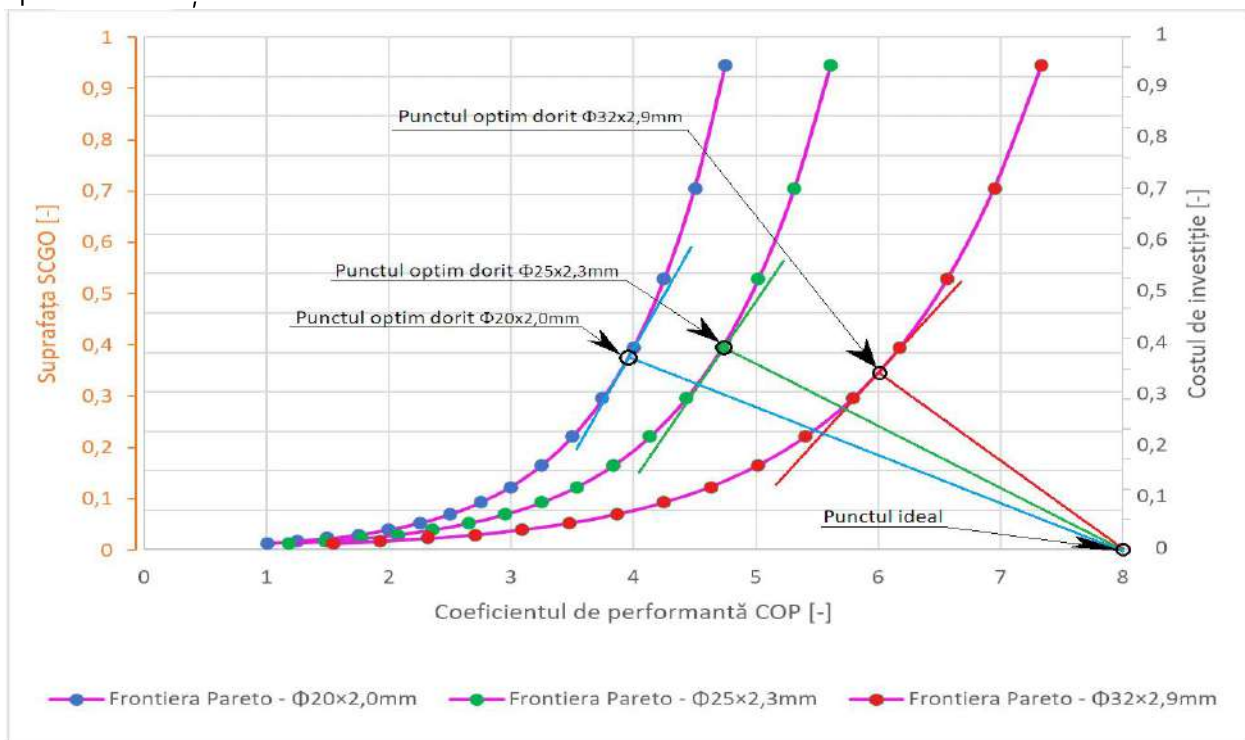


Fig. 4.4. Frontiera Pareto pentru cele trei diametre de conductă

Acestea sunt însă valori ale coeficientului de performanță ideal, nu cel real în funcționare. Trebuie menționat că în utilizarea acestui criteriu nu s-a ținut cont de impactul în timp asupra transferului de căldură din interiorul SCGO, acest aspect fiind tratat cu primul criteriu de optimizare (NGE). Se observă că pasul de montaj este același pentru fiecare dintre aceste puncte optime, suprafața este aproximativ aceeași, însă coeficientul de performanță prezintă diferențe considerabile.

De asemenea, costul de investiție pentru acestea au valori foarte apropiate. Acest criteriu de optimizare este potrivit mai ales pentru cazurile în care spațiul de montaj și costurile de investiție nu reprezintă o problemă. Pentru cazurile în care spațiul reprezintă un neajuns, performanțele sistemului nu se pot optimiza pe deplin după geometria SCGO, însă se pot utiliza sisteme auxiliare energetice, pentru a putea menține la nivel energetic funcționarea pompei de căldură similar cu altă configurație geometrică a SCGO [27].

4.2.3 Procesul decizional – alegerea optimului sistemului

Prin urmare, prin suprapunerea și analizarea rezultatelor celor două criterii utilizate se constată că parametrii sistemului experimental care sunt cei mai potriviți pentru optimizare sunt parametrii energetici. Din acest punct de vedere, după cum se observă în Figura 4.5, se pot atinge punctele optime ale celor două criterii prin asistarea energetică a sistemului experimental. Aceasta se poate realiza în principal prin combinarea sistemului de PCCS împreună cu o altă sursă termică auxiliară denumită în literatura de specialitate „sistem de asistare auxiliar”.

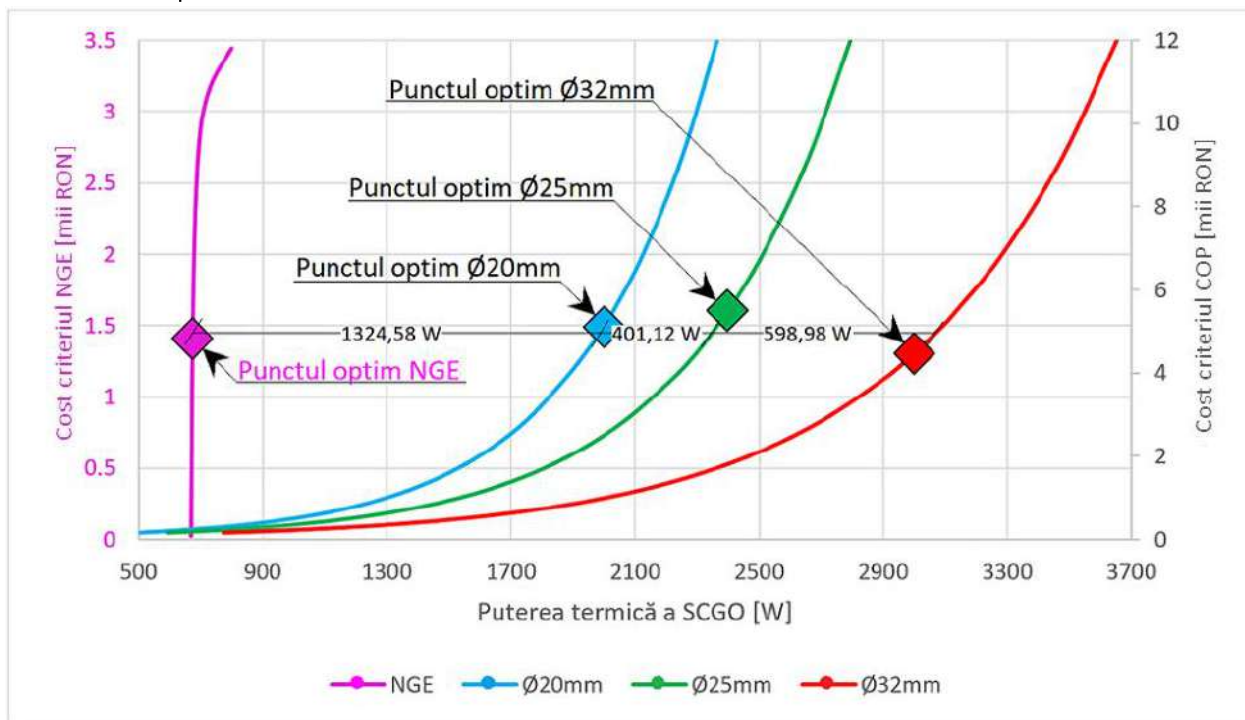


Fig. 4.5. Reprezentarea punctelor optime aferente celor două criterii de optimizare

Se observă în Figura 4.5 faptul că, pentru atingerea optimului NGE (al ireversibilității termodinamice), puterea SCGO pentru sistemul experimental trebuie să aibă puterea aproximativă de 650W. Pentru a atinge cele trei puncte optime ale COP, puterea termică a SCGO trebuie însă să aibă valori mult mai ridicate. Din acest motiv s-a ales ca optimizarea sistemului experimental să se realizeze din punct de vedere energetic, prin asistarea cu energie din alte surse regenerabile sau reziduale de căldură a SCGO.

În urma analizei multi-criteriale pentru optimizarea SCGO am constatat că funcționarea optimă după cele două criterii se poate realiza prin asistarea auxiliară a sistemului de PCCS de la o altă sursă de energie. Din acest punct de vedere am stabilit pentru sistemul experimental realizat în cadrul acestei Teze de Doctorat, utilizarea mai multor surse de căldură pentru asistarea energetică auxiliară a sistemului. Căldura auxiliară poate fi obținută fie de la alte surse regenerabile, cum ar fi energia solară, fie prin utilizarea căldurii reziduale pierdută de clădire. Optimizarea energetică a SCGO pe care o propun în cadrul Tezei este utilizarea surselor auxiliare de căldură după cum urmează:

- **sursă solară termică** – prin utilizarea unui panou solar termic cu 15 tuburi vidate, energia termică fiind introdusă în SCGO prin intermediul unui vas de stocare solar cu capacitatea de 80 litri;
- **sursă solară electrică** – prin utilizarea a două panouri solare fotovoltaice, energia electrică fiind introdusă în SCGO prin intermediul unui cablu încălzitor înfășurat pe conducta termică;

- **sursă de căldură reziduală din subsol** – prin poziționarea SCGO lângă subsolul încălzit astfel încât să capteze energia pierdută în solul, provenită de la centrala termică existentă.

-

4.3 Concluziile capitolului

În acest capitol s-au ales două criterii de optimizare a SCGO din sistemul experimental, criteriul numărului de generare a entropiei și criteriul coeficientului de performanță.

Primul criteriu a fost ales ca și criteriu de bază datorită faptului că entropia, ca mărime de stare, descrie ireversibilitatea termodinamică rezultată din funcționarea în timp a sistemului într-un mod relativ facil de analizat. Ameliorarea efectelor negative în funcționare ale SCGO prin reducerea ireversibilității termodinamice este scopul principal urmărit în cadrul acestei Teze.

Al doilea criteriu a fost ales ca și criteriu de optimizare datorită faptului că, pentru sistemele de PCCS, coeficientul de performanță reprezintă cel mai bun indicator al eficienței optime în funcționare a acestora. Mai mult decât atât acest criteriu înglobează toți parametrii geometrici și de material importanți în proiectarea și dimensionarea SCGO.

În urma analizei amănunțite asupra rezultatelor obținute prin intermediul celor două criterii de optimizare s-a observat că punctele optime ale parametrilor geometrici, de material și operaționali, deși sunt cele mai bune soluții, prezintă câteva dezavantaje. Din punct de vedere geometric, lipsa spațiului de execuție al SCGO reprezintă unul din cele mai mari dezavantaje. Considerând fenomenele de transfer de căldură din SCGO, limitarea sarcinii termice a sistemului din punct de vedere al ireversibilității termodinamice reprezintă un alt dezavantaj.

Având în vedere rezultatele obținute în urma optimizării multi-criteriale, s-a constatat că un impact important asupra SCGO o au diametrul conductei de agent termic; pasul de montaj al conductei de agent termic; parametrii termici ai materialului conductei.

Adâncimea de montaj nu reprezintă un parametru important, diferența de putere termică a SCGO fiind nesemnificativă. Acest aspect se datorează variației mari de temperatură în solul de suprafață, cu adâncimea de până la 7-10m, pe parcursul anului.

În concluzie, s-a ales optimizarea energetică prin utilizarea a trei surse auxiliare de căldură:

- **sursă solară termică** – utilizând un panou solar cu 15 tuburi vidate, care să descarce energia termică într-un vas de stocare solar, pe care sistemul să o utilizeze atât în asistarea pompei de căldură, cât și în introducerea directă în SCGO în timpul de repaus al pompei de căldură;

- **sursă solară electrică** – utilizând două panouri fotovoltaice împreună cu sistemul solar complet, pentru a introduce energia electrică în SCGO prin intermediul unui cablu încălzitor înfășurat pe conducta agentului termic din interiorul acestuia;

- **sursă de căldură reziduală din subsol** – utilizând căldură reziduală provenită de la subsolul încălzit. Comparativ cu sursele auxiliare solare, această sursă se poate utiliza imediat, fără costuri suplimentare. Soluția se poate practica unde există spații încălzite în subsoluri, cum ar fi spații ale centralelor termice sau spălătorii și uscătorii. Colectarea căldurii pierdute de către subsol conduce la posibilitatea reducerii suprafeței SCGO, în special în aplicațiile în care spațiul exterior este insuficient.

* * *

~ CAPITOLUL 5 ~

MODELUL EXPERIMENTAL AL POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL ȘI ASISTATĂ SOLAR (PCCS-AS)

În acest capitol este descris modelul experimental realizat la Facultatea de Construcții din cadrul Universității Transilvania din Brașov. Modelul experimental constă într-un sistem de PCCS, cu SCGO asistată solar de două sisteme de panouri solare și asistată de sursa reziduală de energie termică provenită din subsolul clădirii. Din aceste considerente, sistemul realizat în cadrul experimentului, în funcție de sursă, se împarte în trei sub-sisteme:

- **sub-sistemul principal** al pompei de căldură cuplată la sol, ce are ca sursă de căldură solul;
- **sub-sistemul secundar** al panourilor solare termice, ce are ca sursă energia solară;
- **sub-sistemul terțiar** al panourilor solare fotovoltaice, ce are ca sursă energia solară.

5.1 Descrierea sub-sistemului principal

Sub-sistemul principal reprezintă o instalație clasică de PCCS, utilizând un SCGO, de tip „buclă simplă”. Experimentul tratează în principal fenomenele de transfer termic din SCGO și interacțiunea acestuia cu sistemul de asistare solară. Din acest motiv, singurul parametru relevant din interiorul clădirii este temperatura ambientală după care funcționează sistemul. Tipul pompei de căldură după fluidul de distribuție a energiei, este apă-aer. Principalele componente ale acestuia sunt: schimbătorul de căldură geotermic orizontal; pompa de căldură apă-aer; circuitul primar.

5.1.1 Schimbătorul de căldură geotermic orizontal

Preluarea energiei termice de la sursa principală de căldură (solul) se realizează cu un SCGO, de tip buclă simplă, amplasat la adâncimea de 1,2m, cu suprafața de 25m², după cum se poate observa și în Figura 5.1. Distanța de zidul clădirii este de 1m, iar pasul de montaj al conductei este de 50cm.

În sol s-au amplasat în total 18 traductori de temperatură de tip PT100, cu trei conductoare, pentru intervalul de temperatură -50°C – +230°C cu rezistența 100Ω la 0°C. Aceștia sunt amplasați la adâncimea de 1,2m în configurația care se poate observa în Figura 5.1. La distanța de 15m de SCGO s-a amplasat un alt traductor de temperatură, având rol de referință, tot de tip PT100, amplasat de asemenea la adâncimea de 1,2m.

Bucla simplă a SCGO s-a realizat prin montarea îngropată a conductei de tip PE80 SDR21 20×1,9mm pe care s-a înfășurat conductor electric izolat de tip 5BTV2-CR, având VAc 32A și 10W/m cu lungimea totală de 50m. Cablul electric este alimentat de către panourile solare fotovoltaice prin intermediul sub-sistemului terțiar de asistare solară fotovoltaic.

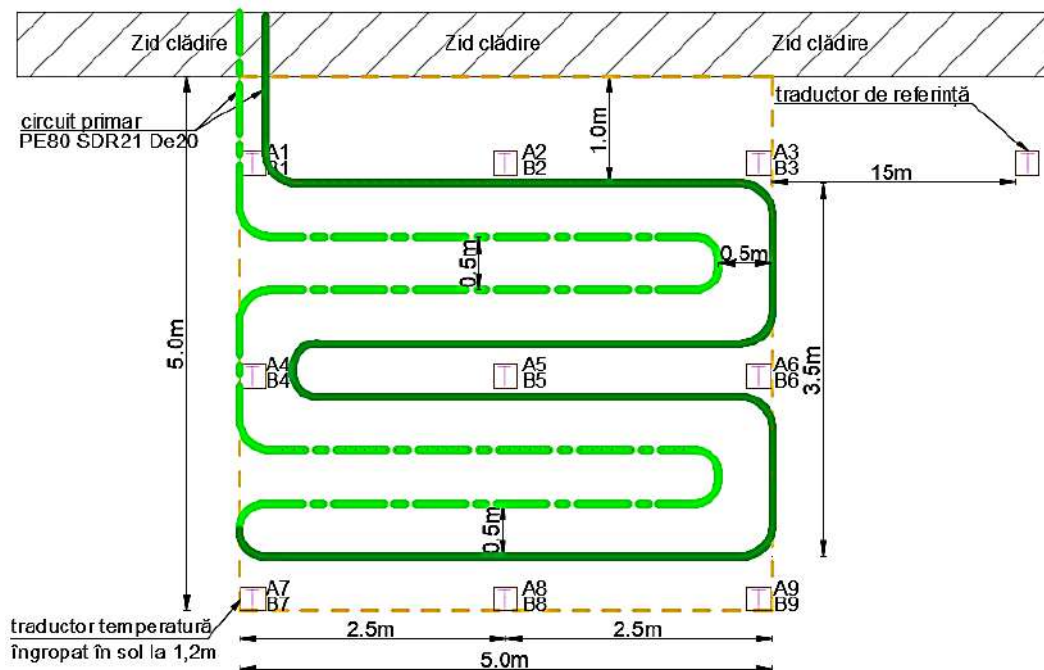


Fig. 5.1. – Schimbătorul de căldură geotermic orizontal al sistemului experimental



Fig. 5.2. – Fotografii din timpul execuției schimbătorului de căldură geotermic orizontal

5.1.2 Caracteristicile pompei de căldură apă-aer

Pompa de căldură reprezintă „nucleul” întregului sistem experimental. Aceasta reprezintă cel mai important echipament al sistemului de PCCS-AS. În cadrul experimentului, pompa de căldură utilizată pentru încălzirea și răcirea spațiului din laborator este de tip apă-aer, în funcție de fluidul de distribuție al căldurii, sau de tip sol-aer, în funcție de sursa și consumatorul de căldură. Pompa de căldură utilizată este o pompă de dimensiuni mici, cu puterea instalată de 1,5kW capabilă să acopere necesarul termic de răcire sau încălzire al unei încăperi.

Pentru perioada de vară, PC funcționează în regimul de răcire, în care energia termică din interiorul încăperii este preluată de către aceasta și introdusă în SCGO. Pentru perioada de iarnă, PC

funcționează în regimul de încălzire, în care SCGO devine sursă de căldură, iar energia extrasă de acesta din sol servește, alături de energia electrică preluată din rețea pentru antrenarea electromotorului, la încălzirea spațiului interior.

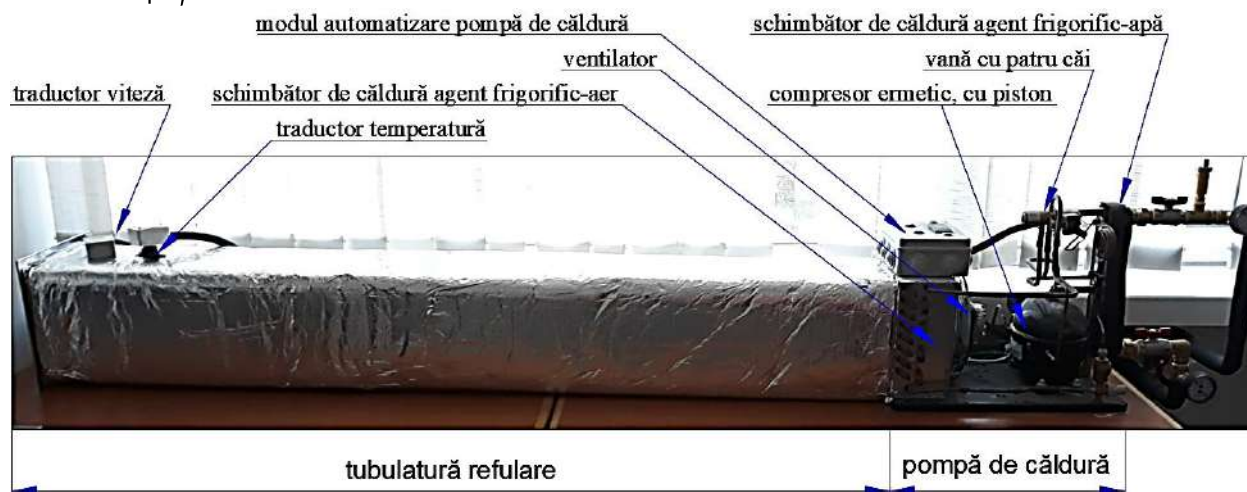


Fig. 5.3. – Vedere frontală a pompei de căldură și tubulaturii de refulare

În anotimpurile de tranziție, de primăvară și toamnă, pompa de căldură funcționează în ambele regimuri, alternând după necesarul termic al încăperii. Schimbarea regimului de funcționare este realizată de către vana cu patru căi, care face posibilă interschimbarea vaporizatorului cu condensatorul. Prin această schimbare se asigură reversibilitatea pompei de căldură și funcționarea acesteia pentru asigurarea confortului termic interior.

În Figura 5.3. se observă pompa de căldură, cu componentele ei, printre care compresorul, schimbătoarele de căldură, vana cu patru căi și ventilatorul și tubulatura de refulare, realizată din tablă de oțel și izolată cu vată bazaltică cașerată, cu grosimea de 20 mm.

Funcționarea pompei de căldură se realizează în funcție de temperatura aerului interior. În regim de încălzire, pompa de căldură pornește când temperatura scade sub valoarea setată de 20°C și oprește când temperatura ajunge la valoarea setată de 25°C. În regim de răcire, pompa de căldură pornește când temperatura crește peste valoarea setată de 20°C și se oprește când temperatura ajunge la valoarea setată de 15°C. Agentul secundar utilizat de pompa de căldură este aerul din încăpere. Acesta este antrenat de către ventilatorul schimbătorului de căldură (apă-aer) la care este racordată tubulatura din tablă de oțel.

5.1.3 Circuitul primar și interconectarea cu celelalte sub-sisteme

Circuitul primar este realizat din conductă de PE80 SDR21 de 20mm pentru sol și conductă de cupru $\Phi 22 \times 1$ mm pentru interior. De asemenea, pe circuitul primar s-a montat cablul încălzitor de tip 5BTV2-CR care este racordat la sub-sistemul de panouri fotovoltaice. Acesta este racordat la schimbătorul de căldură în plăci, de tip apă-apă al pompei de căldură care îndeplinește rolul de vaporizator pentru regimul de încălzire și rolul de condensator pentru regimul de răcire în ciclul termodinamic. Agentul intermediar utilizat este apa, care este vehiculată cu o pompă de circulație cu turație variabilă tip DAB EVOSTA DN20, cu înălțimea maximă de pompare $H=7,5$ mH₂O și debitul maxim de lucru $Q=4$ m³/h.

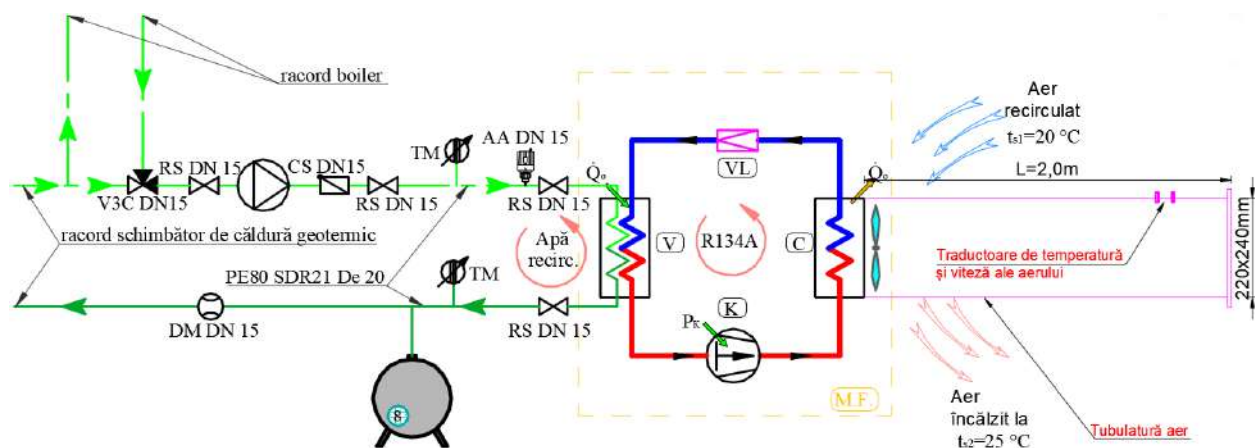


Fig. 5.4. – Schema tehnologică a circuitului primar și a pompei de căldură apă-aer

Legătura dintre sub-sistemul principal și sub-sistemul secundar (solar termic) cu tuburi vidate se realizează pe turul circuitului primar prin intermediul unei vane cu trei căi, după cum se observă în Figura 5.4. Vana cu trei căi comută după senzorii de temperatură. În momentul în care temperatura agentului termic care se întoarce din sol este mai mică decât temperatura din vasul de acumulare solar, agentul termic este redirecționat prin acesta, pentru a se preîncălzi, înainte de intrarea în schimbătorul de căldură în plăci al pompei de căldură. Totodată, dacă temperatura la intrarea în pompa de căldură ajunge la valoarea de 20°C, vana cu trei căi oprește tranzitarea agentului termic prin vasul de acumulare solar.

5.2 Descrierea sub-sistemului secundar (solar termic)

Sub-sistemul secundar este interconectat cu sub-sistemul principal al pompei de căldură. Scopul principal al acestuia în cadrul experimentului este de a furniza energie termică solară pentru SCGO, suplimentând astfel căldura preluată de acesta din sol.

5.2.1 Descrierea circuitului solar și interconectarea acestuia cu circuitul primar al pompei de căldură apă-aer

Circuitul solar este realizat din conductă de cupru $\Phi 22 \times 1$ mm. Acesta reprezintă legătura dintre panoul solar termic cu tuburi vidate și vasul de acumulare solar. Circuitul solar este prevăzut cu un schimbător de căldură apă-apă în plăci la intrarea în clădire. Agentul termic utilizat pentru zona dintre vasul de acumulare și schimbătorul de căldură este apă, iar pentru zona dintre schimbătorul de căldură și panoul solar termic cu tuburi vidate este apă cu etilen glicol în concentrație de 40%. Pentru circulația agenților termici se utilizează câte o pompă de circulație cu turație variabilă tip DAB EVOSTA DN20, cu înălțimea maximă de pompare $H=7,5$ mH₂O și debitul maxim de lucru $Q=4$ m³/h.

În Figura 5.5 se observă schema tehnologică a circuitului solar. Acest circuit a fost anterior racordat și la un alt sistem experimental, care s-a închis pentru a nu influența rezultatele experimentului tezei. Pe circuitul solar s-a montat o serie de armături, termo-manometre și debitmetru pentru înregistrarea debitului de agent vehiculat, pentru buna funcționare a circuitului solar și o achiziție concretă a datelor.

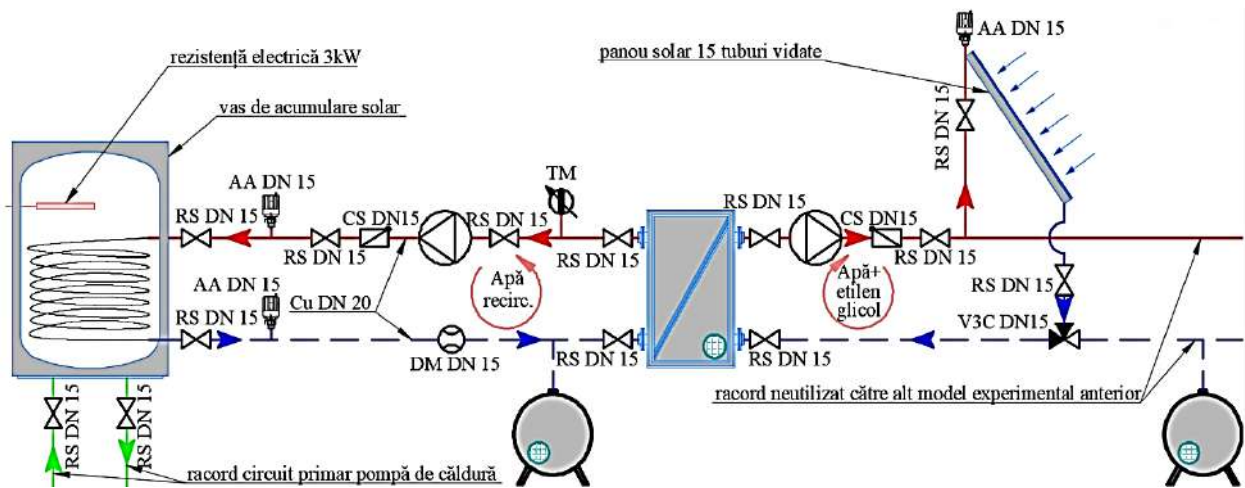


Fig. 5.5. – Schema tehnologică a circuitului solar

5.3 Descrierea sub-sistemului terțiar (fotovoltaic)

Sub-sistemul terțiar al experimentului reprezintă a doua sursă de asistare solară. Scopul utilizării acestui sub-sistem este de a realiza o comparație între asistarea solară cu panouri termice solare și panouri fotovoltaice, din punct de vedere al bilanțului energetic al întregului sistem.

În Figura 5.6 este reprezentată schema bloc a instalației electrice solare utilizată în experiment. Aceasta este compusă din următoarele componente importante: panourile solare fotovoltaice, controlerul de încărcare solară, invertorul solar, acumulatorii solari.

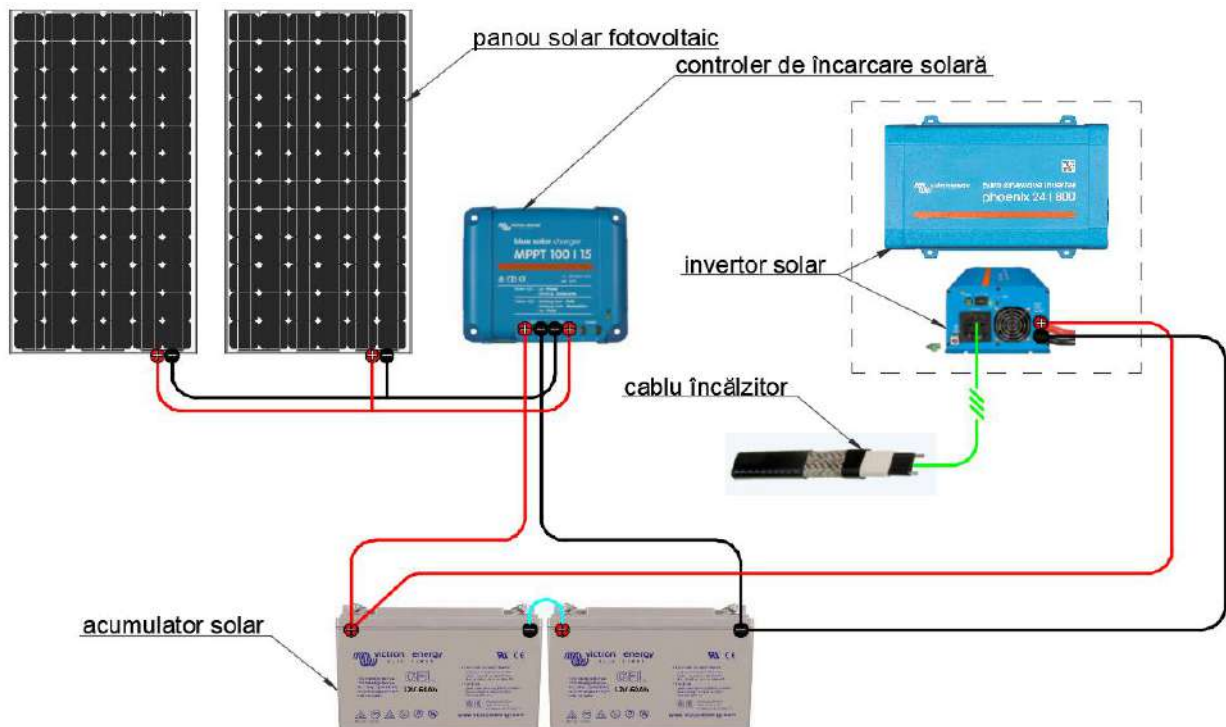


Fig. 5.6. – Schema bloc a instalației electrice solare

5.3.1 Descrierea panourilor solare fotovoltaice

Panourile solare fotovoltaice sunt structuri mecanice din materiale metalice de susținere care conțin celule fotovoltaice, amplasate într-un anumit model, de regulă dreptunghiular. Scopul principal al celulelor este de a transforma energia solară luminoasă provenită de la soare sub formă de radiație solară, în energie electrică. Pentru aceasta se utilizează materiale semiconductoare de tip n și de tip p.

Pentru producerea energiei, materialele semiconductoare sunt alipite și împreună se află într-o stare normală de echilibru. Sosirea fotonilor pe celula solară produce sarcini electrice pozitive și negative, modificând starea inițială de echilibru a acestora, prin urmare producând o diferență de potențial care permite generarea curentului electric [10].

Pentru experiment, s-au utilizat două panouri solare fotovoltaice având puterea instalată de 190W fiecare și randamentul 11%, compuse din celule mono-cristaline de 125×125mm, amplasate în 12 rânduri a câte 6 celule fiecare. Panourile fotovoltaice s-au amplasat în exterior pe fațada sud a clădirii, montate pe o structură metalică de susținere, confecționată in situ, având o înclinație la unghiul de 45° față de sol.

5.4 Funcționarea și automatizarea sistemului experimental

Pentru funcționarea integrată a celor trei sub-sisteme prezentate anterior este necesar un sistem de automatizare complex, care să funcționeze după un scenariu stabilit în amănunt. Cele trei sub-sisteme controlate și integrate în funcționare de către automatizare sunt: pompa de căldură cuplată la sol, panourile solare termice și panourile solare fotovoltaice. Toate aceste sub-sisteme s-au echipat cu traductori pentru măsurarea temperaturii, vitezei și debitului în funcție de cerințe.

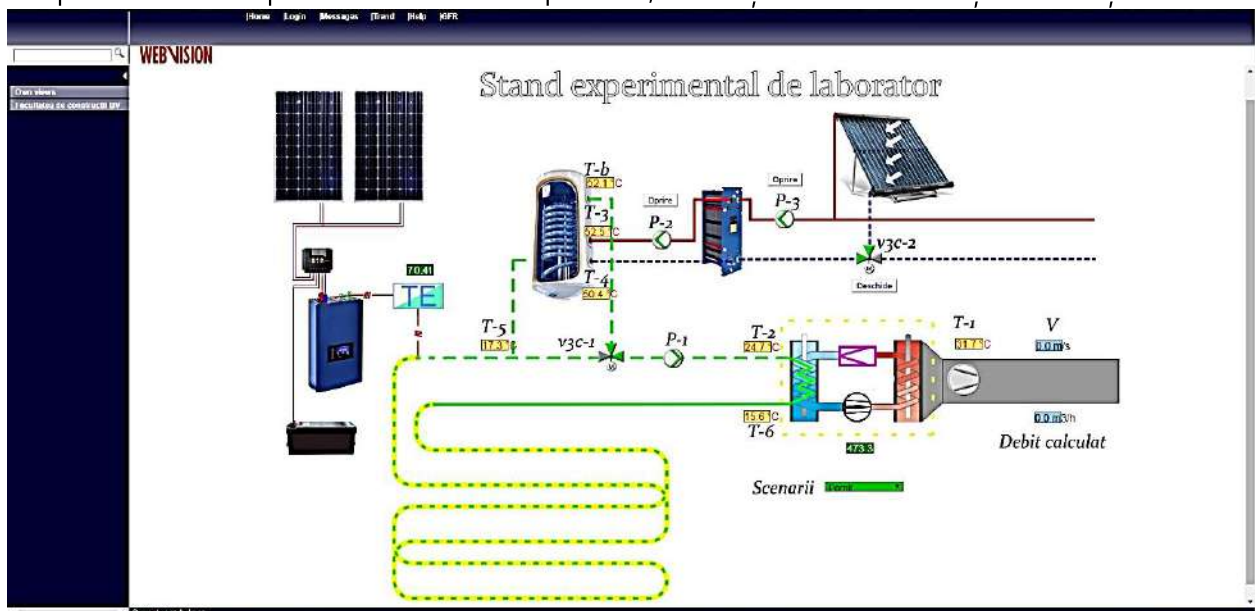


Fig. 5.7. – Captură de ecran a interfeței automatizării de pe site-ul bms.lisscom.ro

În Figura 5.7 se observă captura de ecran a sistemului experimental și automatizării acestuia, împreună cu partea integrată de achiziție date, realizată de către compania de automatizare. Această pre-interfață a softului de automatizare și achiziție date oferă posibilitatea observării rapide a parametrilor sistemului și controlul eficient asupra scenariilor de funcționare ale experimentului.

Execuția automatizării și programarea softului de automatizare și o parte din achiziție date au fost realizate de către compania Lisscom din Brașov. Aceasta este specializată în sisteme de automatizare și achiziție date, realizând numeroase lucrări pentru supravegherea și controlul permanent, de la fața locului sau de la distanță a tuturor tipurilor de instalații, echipamentelor și proceselor tehnologice din orice domeniu, cu posibilitatea actualizării permanente a sistemelor de automatizări.

Pentru posibilitatea controlului și comenzii automate a sistemului experimental o serie de traductori au fost montați în diferite zone ale sistemului. Traductorii de temperatură sunt de tip termocuple de contact pentru o plajă de temperaturi între -200°C - $+1200^{\circ}\text{C}$. Aceștia s-au montat în contact cu conductele sub izolația acestora, iar zona de montaj a fost izolată suplimentar pentru evitarea influențării măsurătorilor de către factori externi din încăperea.

În anotimpul rece pompa de căldură funcționează în regim de încălzire. Scenariul de funcționare în regim de încălzire a sistemului experimental este următorul: Pompa de căldură este asistată atât de panourile solare termice, cât și de panourile solare fotovoltaice. Utilizează energia solară termică pentru încălzirea vasului de acumulare. Utilizează energia electrică prin intermediul cablului încălzitor în SCGO convertită în energie termică și direct energia electrică pentru alimentarea pompei de căldură. Sistemul experimental funcționează după secvențe logice de pornire și oprire a pompelor de circulație, de deschidere și închidere a vanelor cu trei căi și de pornire și oprire a PC.

Automatizarea circuitului solar termic se realizează de către un traductor de temperatură exterior montat pe panoul solar termic și traductorul T_b montat la vasul de acumulare. Aceste traductoare comandă pompele de circulație P2 și P3, după cum se observă în Figura 5.15. Oprirea lor se realizează fie când temperatura maximă pe vasul de acumulare depășește 95°C , fie când temperatura minimă de pe panourile solare scade sub 80°C . În celelalte cazuri pompele de circulație P2 și P3 pornesc.

Pompa de căldură funcționează după sarcina termică interioară pentru pornire și oprire, aceasta fiind comandată de către un modul de automatizare propriu Dixell XR02CX. Sistemul de automatizare preia semnalul de pornire și oprire al pompei de căldură de la modulul Dixell, iar pompa de circulație P1 de pe circuitul primar al pompei de căldură pornește odată cu pornirea acesteia.

Vana cu trei căi V3C-1 comută agentul termic prin vasul de acumulare, atunci când diferența de temperatură dintre temperatura din vasul de acumulare și turul circuitului primar la intrarea în pompa de căldură este mai mare de 1°C ($(T_b - T_2) > 1^{\circ}\text{C}$). De asemenea, atunci când temperatura pe turul circuitului primar nu depășește 20°C ($T_2 < 20^{\circ}\text{C}$), atât timp cât pompa de căldură este pornită. Dacă pompa de căldură este oprită, vana cu trei căi V3C-1 comută agentul termic prin vasul de acumulare cât timp diferența de temperatură între temperatura din boiler și temperatura de întoarcere din sol (de la traductorul T_5) este pozitivă ($T_b > T_5$).

În anotimpul cald pompa de căldură funcționează în regim de răcire. În regim de răcire pompa de căldură funcționează de sine stătător, fără ca instalațiile solare să aibă un rol activ. Energia produsă de panourile solare fotovoltaice se va utiliza pentru alimentarea cu energie electrică a pompei de căldură.

* * *

~ CAPITOLUL 6 ~

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ȘI ANALIZA REZULTATELOR OBȚINUTE

6.1 Introducere

În acest capitol se vor prezenta două situații distincte: cazul sezonului de încălzire (rece), în care pompa de căldură va funcționa asistată solar de ambele sisteme solare și cazul sezonului de răcire (cald) în care pompa de căldură va funcționa reversibil, fără asistare solară. Panoul solar termic cu tuburi vidate nu este potrivit pentru a se putea realiza răcirea pe timp de noapte. Aceasta înseamnă că extragerea căldurii din sol și eliminarea acesteia la mediul exterior prin intermediul panoului cu tuburi vidate nu s-a putut realiza în cadrul acestei teze, însă rămâne o temă de cercetare viitoare. Răcirea prin acest procedeu este o temă delicată care, în ziua de astăzi, este foarte puțin studiată. Aceasta se pretează în cazul în care se utilizează panouri solare termice cu colectori plani, sau hibride.

6.1.1 Bilanțul fluxurilor termice ale schimbătorului de căldură geotermic orizontal (SCGO)

Energia termică înmagazinată în sol, este considerată energie regenerabilă, iar până recent se utiliza cel mai mult pentru încălzire. Totodată, solul poate fi utilizat și pentru evacuarea energiei termice în special din spațiile care se răcesc, prin introducerea excesului de căldură în SCGO.

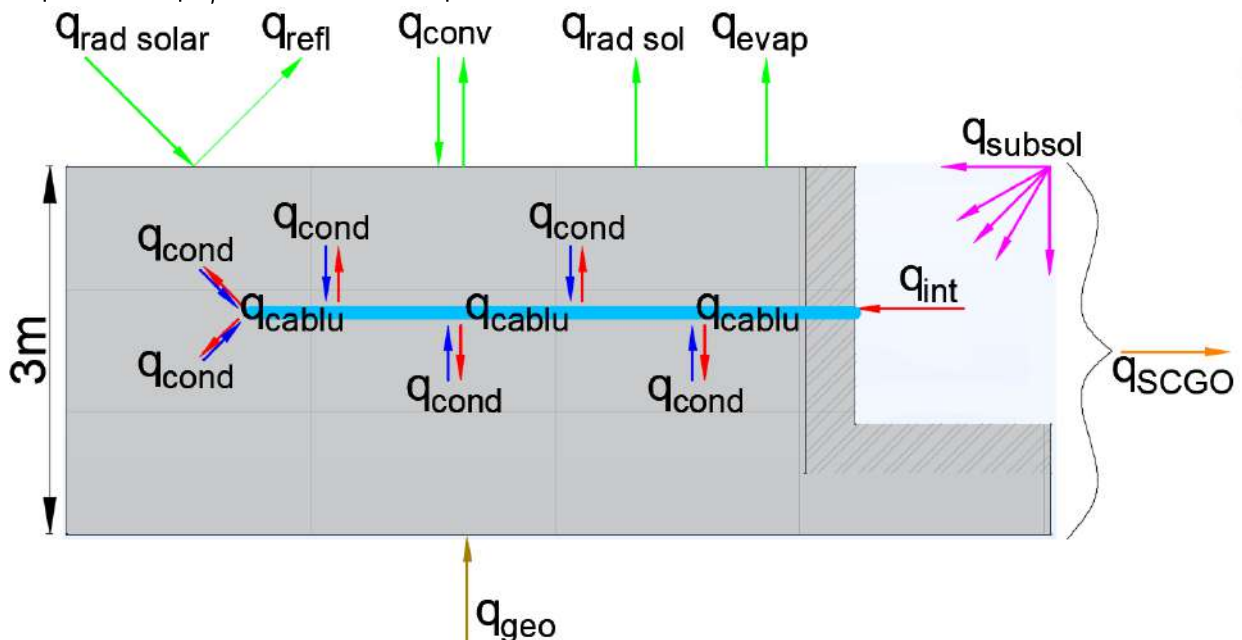


Fig. 6.1. – Fluxurile de căldură ale schimbătorului de căldură geotermic orizontal

Determinarea fluxurilor de căldură de la suprafața solului este un subiect de studiu pentru mulți cercetători, după cum menționează și Kupiec în [73]. Aceștia au descris următoarele fluxuri principale: fluxul convectiv al aerului, fluxul radiant solar, fluxul de evaporare la suprafața solului, fluxul radiant

provenit de la sol. În general, în cadrul SCGO, în timpul sezonului cald, de regulă între lunile aprilie și septembrie solul se încălzește de la mediul exterior. În timpul sezonului rece, acesta cedează căldură către mediul exterior și se răcește. Aceste aspecte afectează coeficientul de performanță al pompei de căldură.

De aici și scopul principal al tezei, acela de a optimiza transferul termic în sol și de a studia efectele introducerii energiei termice în acesta pe timpul sezonului rece. În Figura 6.1 sunt prezentate fluxurile de căldură care au un rol mai mic sau mai mare în transferul de căldură din interiorul SCGO. La suprafața solului, q_{conv} reprezintă fluxul termic convectiv, iar q_{evap} reprezintă căldura cedată de către sol prin evaporarea umidității de la suprafața acestuia. Radiația solară $q_{rad\ solar}$ este fluxul care ajunge pe suprafața solului. O parte din acesta, q_{refl} , se reflectă în funcție de coeficientul de reflexie al solului, denumit și albedo, care de regulă are valori cuprinse între 5-30% [73]. De asemenea, $q_{rad\ sol}$ reprezintă căldura radiată de sol către mediul ambiant exterior.

În interiorul solului transferul de căldură se consideră conductiv, q_{cond} reprezentând fluxul termic cedat sau absorbit de către conductele cu agent termic din SCGO, în funcție de căldura introdusă și căldura extrasă, q_{int} . Fluxul termic introdus în SCGO, prin intermediul agentului termic al circuitului primar, pe perioada sezonului rece, reprezintă aportul solar realizat cu panoul solar termic cu tuburi vidate în perioadele în care pompa de căldură era în repaus. Nu în ultimul rând, fluxul termic provenit de la cablul încălzitor alimentat de către panourile solare fotovoltaice, q_{cablu} , doar în intervalul sezonului rece, este în toate cazurile introdus în sol. Acesta funcționează ca rezistență electrică, transformând 100% din energia electrică în energie termică.

De asemenea, este necesară sublinierea faptului că în subsolul clădirii, în dreptul SCGO se află spațiul centralei termice, care este un spațiu cald pe parcursul iernii. În urma citirilor instantanee ale temperaturilor din spațiul centralei termice, cu camera termografică, s-a constatat că temperatura peretelui exterior, oscilează între 10-12°C și un maxim de 35-36°C, media fiind de 20-23°C.

Prin urmare, în bilanțul termic al SCGO trebuie ținut cont și de fluxul de căldură q_{subsol} , provenit din interiorul subsolului, pe perioada sezonului rece. După adâncimea de aproximativ 7-10m temperatura pământului crește cu 3°C pentru fiecare 100m, iar fluxul termic provenit din interiorul pământului, q_{geo} , prin aproximare va avea gradientul de temperatură de 0,03 K/m.

6.1.2 Bilanțul energetic al pompei de căldură (PCCS-AS)

Pompele de căldură cuplate la sol și asistate solar sunt caracterizate în special prin utilizarea a două surse de energie termică, sursa principală fiind solul, iar cea secundară fiind sursa de asistare solară. Din acest punct de vedere, bilanțul de energie la nivelul pompei de căldură se realizează pentru întregul sistem experimental, luând în calcul ambele surse de energie ce contribuie la funcționarea pompei de căldură. Sistemul primar de PCCS-AS este format din SCGO și pompa de căldură propriu zisă, sistemul secundar de asistarea solară din panoul solar termic (PST) și sistemul terțiar reprezentat de asistarea solară cu panouri solare fotovoltaice (PSFV). Prin urmare, în Figura 6.4 sunt prezentate fluxurile energetice ale sistemului de pompă de căldură cuplată la sol și asistată solar (PCCS-AS) din sistemul experimental. Pe baza acestora s-a întocmit relația 6.6 a bilanțului energetic al pompei de căldură a sistemului experimental:

$$E_{furnizată} = E_{solară} + E_{geotermică} + E_{electrică} \quad (6.1)$$

unde,

- $E_{furnizată}$ reprezintă energia furnizată de către pompa de căldură [Wh];
- $E_{solară}$ reprezintă energia provenită de la sursele de căldură solară [Wh];
- $E_{geotermică}$ reprezintă energia provenită de la sursa de căldură din sol (SCGO) [Wh];
- $E_{electrică}$ reprezintă energia electrică utilizată la alimentarea pompei de căldură [Wh].

Energia geotermică reprezentată în Figura 6.2 și în relația 6.1 este energia termică caracterizată de fluxul de căldură q_{SCGO} .

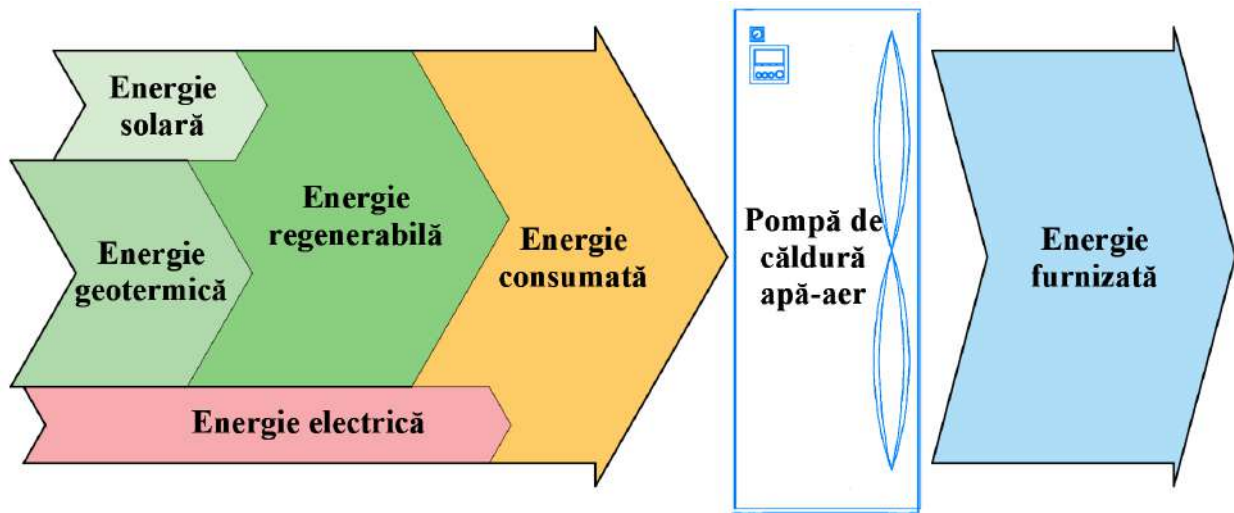


Fig. 6.2. – Reprezentarea schematică a bilanțului termic al pompei de căldură

6.1.3 Căldura reziduală pierdută de clădire în sol, în timpul sezonului de încălzire

Subsolul încălzit reprezintă o sursă de căldură auxiliară pentru schimbătoarele de căldură geotermice orizontale amplasate în proximitatea acestora. În cazul sistemului experimental, încăperea din subsol din dreptul SCGO este încăperea centralei termice, care funcționează intermitent pe perioada sezonului de încălzire. Din acest punct de vedere, acest subcapitol își propune descrierea și utilizarea metodei de calcul al transferului termic total din perioada sezonului de încălzire utilizată pentru calcularea energiei provenite de la subsolul încălzit. Metoda de calcul utilizată este cea a standardului SR EN ISO 13370/2017 „Performanța termică a clădirilor. Transfer termic prin sol. Metode de calcul”.

În urma analizării situației din cadrul experimentului și efectuării calculului de transfer termic total de la subsolul încălzit către solul din exterior unde se află montat SCGO, pe baza relațiilor de calcul anterioare, fluxul termic unitar are valoarea de $q_{\text{subsol}}=42,62$ W. Energia totală care s-a pierdut către sol în perioada sezonului de încălzire a avut valoarea $E_{\text{subsol}}=122,76$ kWh. Calculul s-a realizat pe baza condițiilor din experiment, unde temperatura interioară medie, măsurată în spațiul din subsol este de 35°C și rezistența termică a peretelui exterior $0,56$ m²K/W.

Pentru analizarea și compararea cantității de căldură reziduală pierdută de către subsol și folosită ca sursă auxiliară de SCGO, s-a calculat energia termică pentru mai multe cazuri:

- subsol neîncălzit, cu temperatura medie considerată 10°C ;
- subsol încălzit, cu temperatura medie considerată 20°C ;
- subsol cu degajări mari de căldură (centrală termică, uscătorie/spălătorie, etc.) cu temperatura medie considerată 35°C .

Apoi, pentru fiecare din cele trei temperaturi interioare calculate, s-au utilizat rezistențe termice diferite pentru pereții și pardoseala în contact cu solul, pentru analizarea pierderilor de căldură din subsol. În Figura 6.3 sunt prezentate rezultatele, pornind de la cazul experimental.

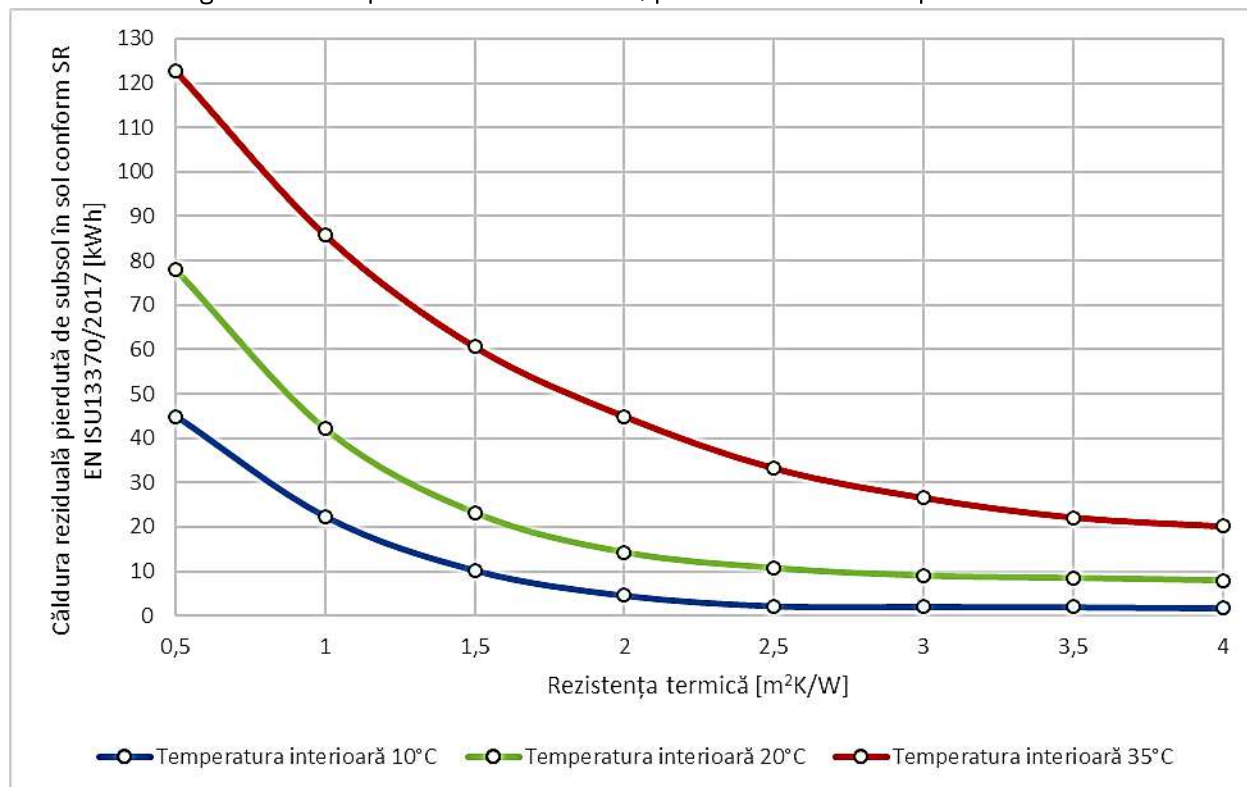


Fig. 6.3. – Energia termică reziduală pierdută din subsolul clădirii către solul din jurul acestuia

Se observă că atât temperatura interioară, cât și rezistența termică a elementelor de închidere au un rol decisiv asupra cantității de căldură pierdută de subsol. Deși o temperatură interioară ridicată contribuie semnificativ la căldura pierdută, dacă rezistența termică a elementelor de închidere este ridicată, adică pereții sunt bine izolați, pierderea de căldură se reduce considerabil [28]. Aceste aspecte pun în evidență posibilitatea de utilizare a căldurii reziduale pierdute în solul din jurul subsolului, atât pentru situația din experiment, cât și pentru cazuri similare. În special pentru aplicațiile în care subsolurile sunt încălzite, dar clădirile sunt vechi și neizolate termic, poziționarea SCGO în proximitatea acestora reprezintă o metodă de optimizare energetică eficientă. Avantajul principal îl reprezintă costul inițial zero împreună cu costul zero în exploatare, comparativ cu alte sisteme auxiliare de asistare. Un alt avantaj pe care poziționarea SCGO lângă subsoluri încălzite îl conferă, constă în posibilitatea utilizării unei dimensiuni mai reduse a SCGO, în special în aplicațiile în care spațiul verde pentru montaj reprezintă o problemă.

6.2 Sezonul rece, de încălzire - iarna

Sezonul rece, de încălzire sau sezonul de iarnă se diferențiază prin necesitatea încălzirii spațiilor interioare și crearea condițiilor de confort termic [45], prin preluarea energiei termice sub formă de căldură de la mediul înconjurător (sol și soare în cazul de față) și distribuind-o în spațiile tratate. În cadrul experimentului instalația pompei de căldură a funcționat în regim de încălzire în perioada 15 octombrie 2019 – 15 aprilie 2020. Scopul principal al cercetărilor experimentale realizate în perioada

acestui sezon de încălzire este de a analiza modul de funcționare al pompei de căldură în funcție de asistarea solară a sistemului și repercusiunile acestora asupra SCGO.

De asemenea, prin analiza aprofundată a sistemelor de asistare solară s-au putut trage concluzii referitoare la modul de funcționare și utilizarea cea mai eficientă a acestora în funcție de tipul de colectare a energiei solare.

6.2.1 Rezultatele cercetărilor în ansamblul sistemului experimental pentru întreg sezonul de încălzire

Sezonul de încălzire 2019-2020 studiat s-a întins pe o perioadă de 6 luni de zile, între 15 octombrie și 15 aprilie. În această perioadă s-au înregistrat măsurători pentru temperaturile agentului termic în circuitul primar, în circuitul solar și în vasul de stocare solar, împreună cu măsurători pentru temperaturile din sol în interiorul SCGO și temperatura exterioară. În timp ce înregistrările în intervale de 5 minute oferă informații esențiale pentru observarea fenomenelor, pe perioade scurte de timp, de ordinul minutelor, orelor sau a câtorva zile, pentru perioade îndelungate de timp acestea nu mai sunt potrivite. Din acest motiv, în cele ce urmează, pentru figurile unde sunt reprezentate perioade mai mari de timp, valorile vor fi reprezentate în medii zilnice, iar pentru perioadele de timp mai reduse, se vor prezenta în medii orare sau înregistrările în intervale de 5 minute.

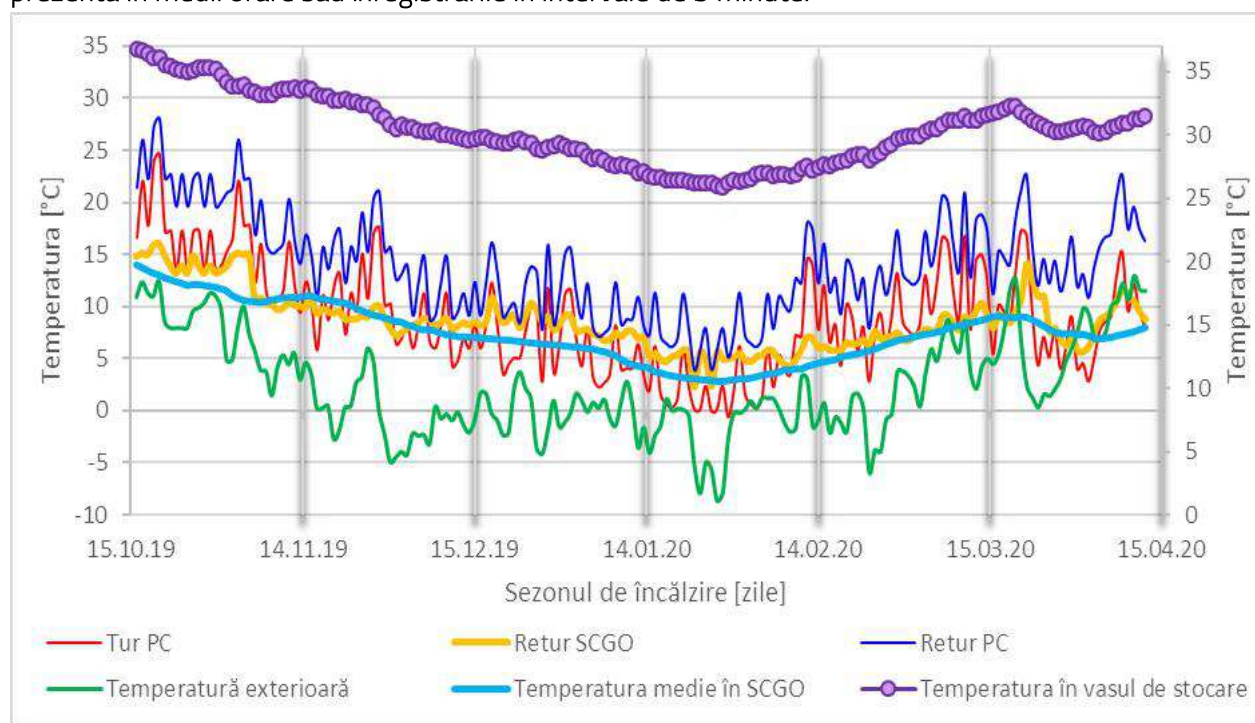


Fig. 6.4. – Temperaturile medii zilnice ale sistemului de PCCS-AS pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Imaginea de ansamblu asupra funcționării întregului sistem experimental se observă în mod deosebit prin studierea și analiza întregului sezon de încălzire. Deoarece la suprafața solului, în primii 5-7m, temperatura variază considerabil pe durata întregului an, temperatura din SCGO este afectată, direct proporțional, în special de temperatura exterioară.

Prin urmare, în Figura 6.4 se observă temperaturile medii zilnice pentru parametrii relevanți, pentru sezonul de încălzire pornind din 15 octombrie 2019 până în 4 aprilie 2020. Pentru început, se observă că temperatura exterioară medie zilnică a avut valoarea minimă de $T_{\text{ext min}}=-8,64^{\circ}\text{C}$ înregistrată în 27 ianuarie 2020. Valoarea maximă a temperaturii exterioare medii zilnice nu a depășit $T_{\text{ext max}}=12,90^{\circ}\text{C}$. Temperatura medie a întregului sezon de încălzire a avut valoarea, $T_{\text{ext med}}=2,43^{\circ}\text{C}$. Această temperatură medie pentru zona Brașovului este o temperatură foarte ridicată pentru această perioadă. Panoul solar termic, în funcționarea pe întreg sezonul de încălzire a menținut temperatura în vasul de stocare la o medie de $T_{\text{vas med}}=30,34^{\circ}\text{C}$. Variația temperaturii în interiorul acestuia se realizează între minimul de $T_{\text{vas min}}=25,87^{\circ}\text{C}$ și $T_{\text{vas max}}=36,91^{\circ}\text{C}$, acestea fiind variații reduse de temperatură. În Figura 6.1 valoarea temperaturii este indicată în ordonata din dreapta graficului.

Temperatura medie din SCGO reprezintă mediile zilnice a celor 18 traductori de temperatură amplasați îngropat în sol. Se observă că temperatura medie din SCGO este similară cu temperatura agentului termic care se întoarce din SCGO, la intrarea acestuia în subsolul clădirii. De asemenea, trebuie menționat că și această temperatură medie formată din mediile zilnice a celor 18 traductori de temperatură, este pozitivă, având inclusiv minimul din 27 ianuarie de $T_{\text{SCGO min}}=2,81^{\circ}\text{C}$. Aceasta nu este doar influența directă a temperaturii exterioare, ci și influența sarcinilor termice de introducere și extragere a energiei termice în și din SCGO.

6.2.2 Rezultatele cercetărilor asupra temperaturilor din SCGO pentru întreg sezonul de încălzire

Scopul principal al acestei teze este de a studia, cerceta și analiza fenomenele de transfer termic din interiorul schimbătorului de căldură geotermic orizontal (SCGO). În cele ce urmează sunt prezentate înregistrările realizate în urma măsurătorilor în aceeași perioadă a sezonului de încălzire, din 15 octombrie 2019 până în 15 aprilie 2020.

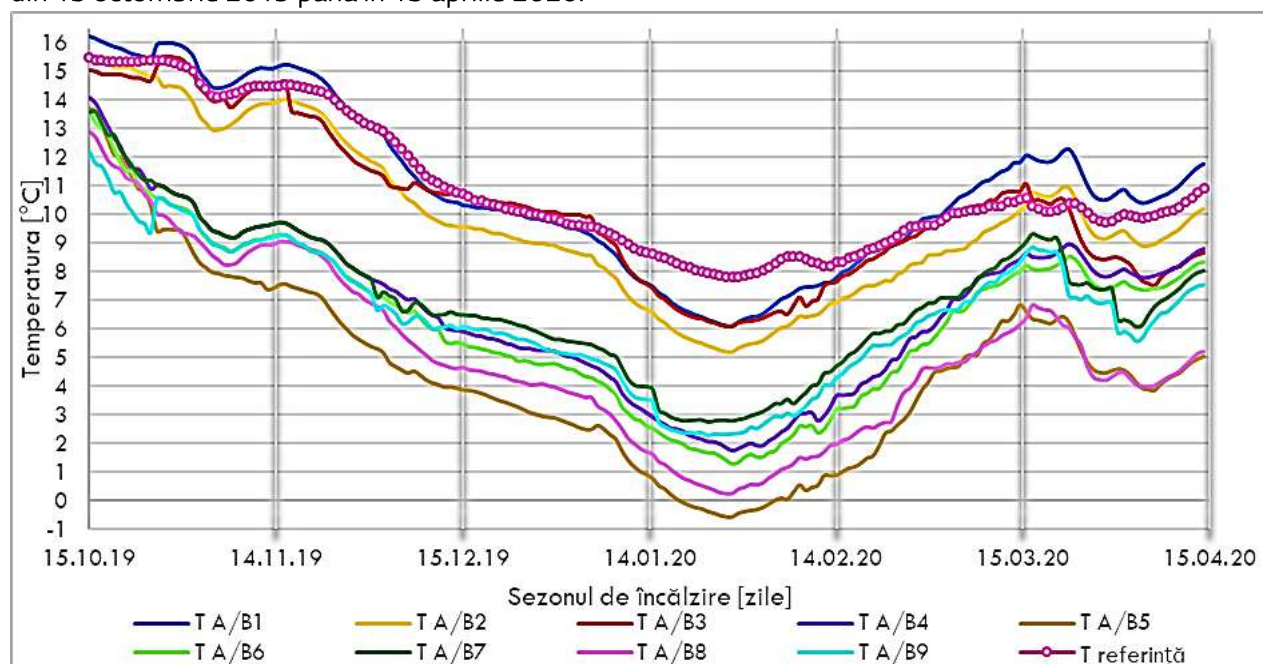


Fig. 6.5. – Temperaturile medii zilnice ale SCGO pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Deoarece în fiecare punct au fost montați câte 2 traductori de temperatură de tip termorezistențe PT100 și rezultatele măsurătorilor sunt foarte similare sau chiar identice în multe

cazuri, s-au realizat medii aritmetice între cele două valori înregistrate pentru fiecare punct măsurat. Detalierea schimbătorului de căldură geotermic orizontal s-a realizat în cadrul capitolului 5. De asemenea, primul rând de traductori de temperatură montați de la zidul subsolului către exterior sunt amplasați la distanța de 1m de clădire, măsurat la nivelul orizontal al solului. Ultimul rând de traductori sunt amplasați cel mai departe de zidul clădirii. Aceștia reprezintă rândul care nu se află în proximitatea conductei de agent termic, cum sunt amplasați restul traductorilor de temperatură.

Temperaturile medii zilnice pentru fiecare punct se regăsesc în Figura 6.5, în care se observă impactul substanțial atât al amplasamentului fizic al punctului de măsurare a temperaturii, cât și al fluxului termic provenit dinspre spațiul din subsol al centralei termice. Se remarcă faptul că există același model al perioadelor de introducere și extragere ale energiei termice în și din SCGO, analizând curba temperaturii de referință cu cele trei curbe ale punctelor măsurate pe primul rând, respectiv A/B1, A/B2 și A/B3. Adică, în perioada de început a sezonului de încălzire, până pe la jumătatea lunii ianuarie 2020 se observă o perioadă predominantă de introducere în sol a energiei termice, apoi urmată de o perioadă predominantă de extragere a energiei termice din sol, pentru perioada de aproximativ o lună de zile, până pe la jumătatea lunii februarie 2020. Apoi, pentru restul sezonului de încălzire se observă din nou o perioadă predominantă de introducere a energiei termice în sol. Totodată, temperaturile medii înregistrate în SCGO sunt în punctele A/B7, A/B9, A/B4 și A/B6, acestea fiind la distanță mai mare de clădire și situate în extremitățile SCGO, primind căldură de la solul înconjurător, în special în „colțurile” A/B7 și A/B9, după cum se observă și în Figura 6.5.

De altfel, cele mai reduse temperaturi s-au înregistrat în extremitatea de mijloc A/B8 și în centrul SCGO în punctul A/B5. Acestea sunt cele mai îndepărtate „termic” de sursele de căldură, adică de solul înconjurător și de spațiul interior din subsol.

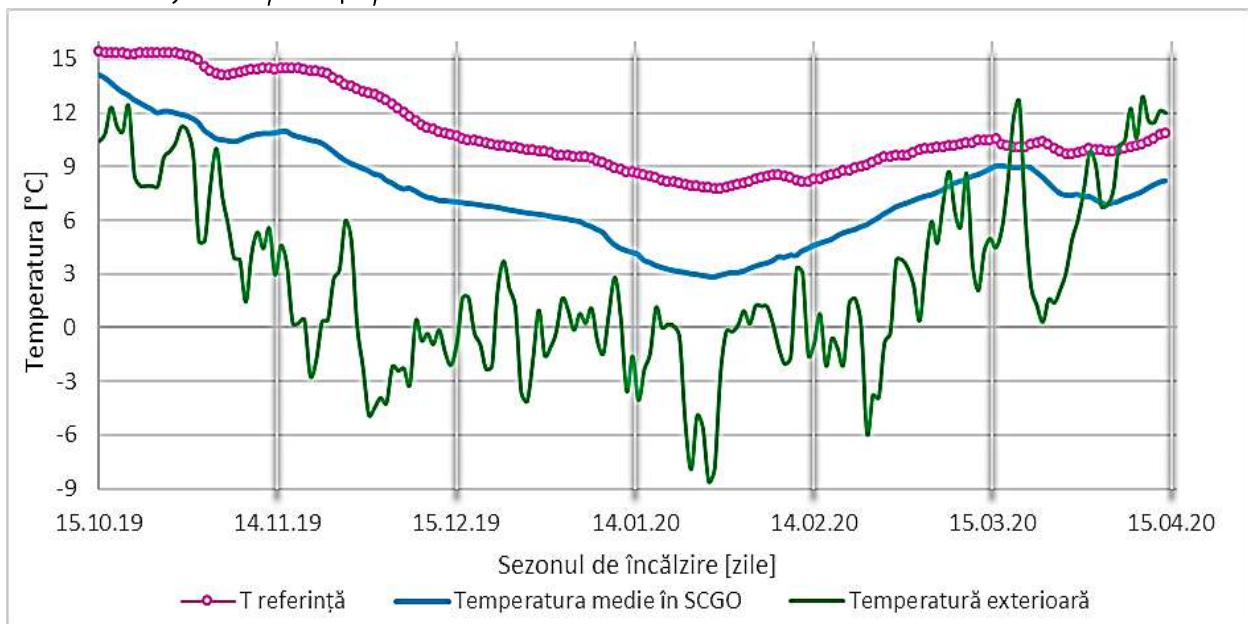


Fig. 6.6. – Temperaturile medii zilnice în SCGO, de referință și exterioară, pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Foarte interesant de observat este faptul că singurul moment în care solul din interiorul SCGO a fost parțial înghețat s-a aflat între 20 ianuarie și 5 februarie, pe o perioadă de aproximativ două săptămâni, iar zona înghețată fiind în centrul SCGO, unde solul s-a răcit cel mai mult, după cum se observă în Figura 6.5. Cu siguranță acest aspect este datorat asistării solare a SCGO însă nu trebuie

exclus faptul că iarna 2019-2020 a fost o iarnă foarte blândă pentru zona Brașovului, temperatura exterioară fiind factorul cu impactul cel mai ridicat asupra temperaturii la suprafața solului.

De asemenea, micile suprapuneri și diferențe în rezultatele măsurătorilor în puncte apropiate, provin de la erori de măsurare minore. Acestea pot apărea de la acțiuni mecanice asupra cablurilor de semnal către înregistratorul numeric, modificând rezistența electrică a conductoarelor. Pot apărea și de la acțiunea zăpezii, a apei meteorice care se infiltrează în sol afectând diferit punctele măsurate sau a umidității diferite a solului. Fenomenele de transfer de căldură la suprafața solului care sunt considerate de regulă ca fiind neglijabile, deoarece nu au un impact considerabil asupra bilanțului termic total. Comparativ cu impactul variației temperaturii exterioare acestea sunt ca și inexistente, după cum menționează și autorii în [101].

Interesant de observat sunt, însă, înregistrările realizate în SCGO de la jumătatea lunii martie 2020. Temperatura exterioară a crescut considerabil, mult peste media anilor trecuți în această perioadă, creștere urmată imediat de scăderea bruscă a temperaturii spre sfârșitul lunii, în care s-au înregistrat inclusiv averse de lapoviță și ninsoare. Acestea se observă foarte clar în Figura 6.5. În Figura 6.6 se observă scăderea bruscă de temperatură imediat după jumătatea lunii martie, având efecte direct proporționale asupra temperaturilor înregistrate în SCGO. Se observă o scurtă perioadă de răcire a solului cu vârful maxim de răcire la sfârșitul lunii martie 2020, începutul lunii aprilie 2020.

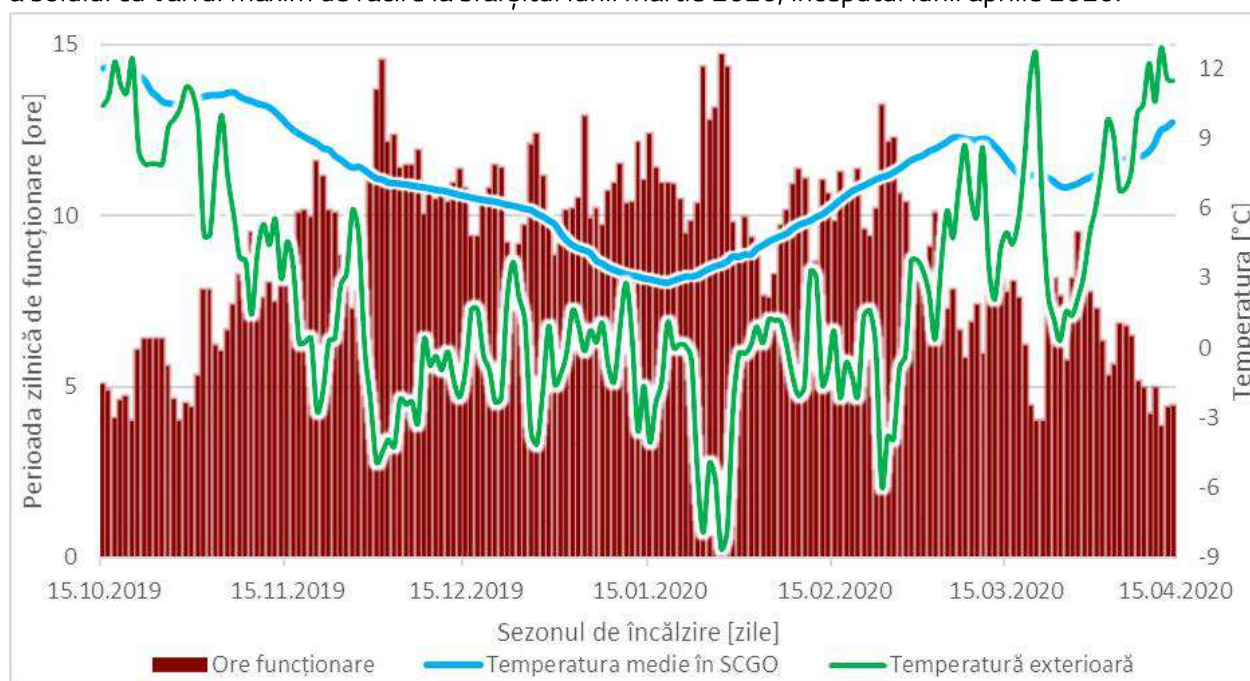


Fig. 6.7. – Numărul de ore de funcționare a pompei de căldură în funcție de temperatura exterioară și temperatura din SCGO pentru sezonul de încălzire 2019-2020

În graficul din Figura 6.6 este o bună reprezentare a fenomenelor de transfer termic din SCGO. Se observă mai clar decât în Figura 6.5 faptul că, deși din solul utilizat de SCGO s-a extras energie termică pentru sezonul de încălzire, acesta s-a răcit considerabil pentru o perioadă de aproximativ o lună de zile la sfârșitul lui ianuarie 2020 și începutul lui februarie 2020. Restul sezonului prezintă perioade de echilibru în corelație cu referința și, mai mult decât atât, perioade în care acumularea de energie termică în SCGO prin introducerea acesteia de la sistemul de asistare solară este semnificativă. Temperatura medie pentru întreg SCGO aproape atinge temperatura de referință.

Trebuie menționat că temperatura de referință s-a măsurat într-un punct situat la distanța de 1m față de clădire, iar temperatura medie în SCGO reprezintă media tuturor mediilor zilnice ale celor 18 traductori de temperatură amplasați în câmpul SCGO care acoperă distanța de la 1m față de clădire, până la distanța de 5m de clădire.

În Figura 6.7 sunt reprezentate orele de funcționare a pompei de căldură pentru întreg sezonul de încălzire 2019-2020. Se observă că pompa de căldură a funcționat aproximativ 15 ore pe zi în zilele foarte friguroase. De asemenea, se observă cum temperatura exterioară are un impact direct asupra timpului de funcționare a pompei de căldură, aspect care era de așteptat. În perspectivă s-a adăugat și temperatura medie din interiorul SCGO pentru observarea faptului că funcționarea îndelungată a pompei de căldură a contribuit și la scăderea temperaturii în interiorul SCGO concomitent cu scăderea temperaturii exterioare.

6.2.3 Rezultatele cercetărilor cu privire la sistemele de asistare solară pentru întreg sezonul de încălzire

Interpretarea, analiza și cercetarea fenomenelor de transfer de căldură din interiorul SCGO reprezintă principalul scop al acestei teze. Optimizarea energetică, în principal, este caracterizată de utilizarea celor două sisteme de asistare solară, respectiv panourile solare fotovoltaice și panoul solar termic cu tuburi vidate. De asemenea, este caracterizată și prin colectarea căldurii reziduale provenite din subsol. Aceste surse suplimentează cu energie termică atât pompa de căldură în mod direct, cât și SCGO prin introducerea energiei termice, în scopul menținerii unei temperaturi medii mai ridicate în acesta.

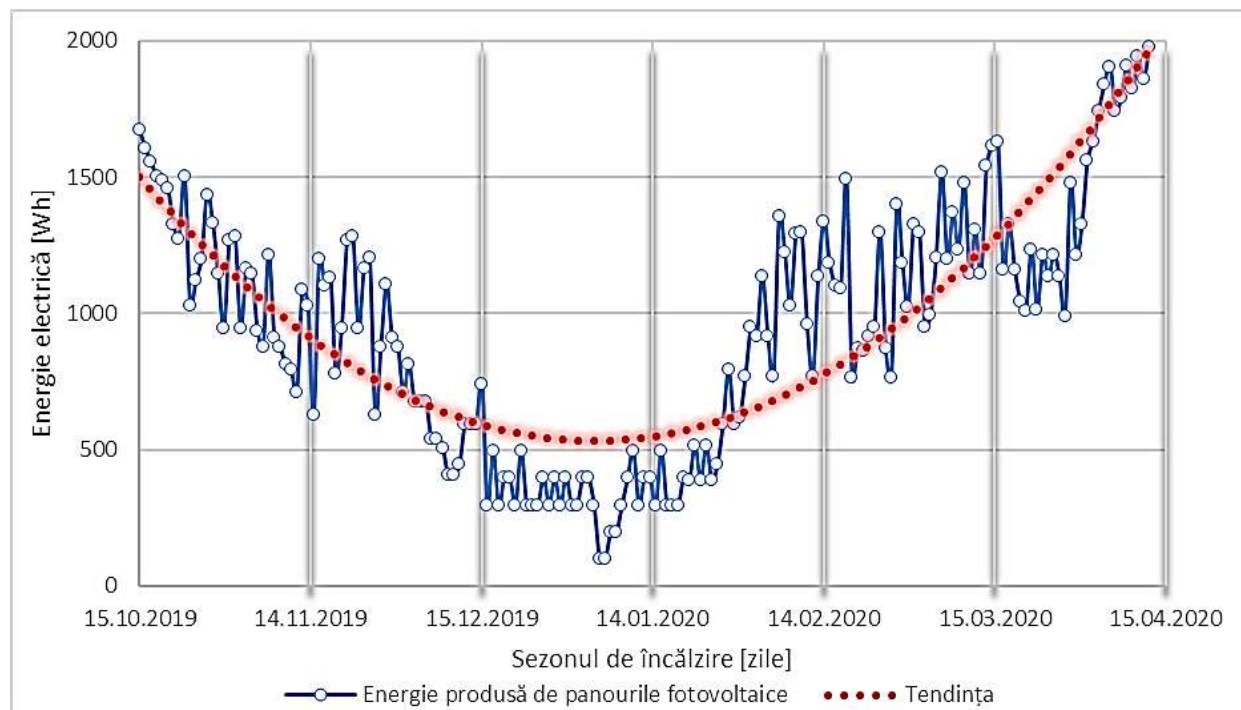


Fig. 6.8. – Energia electrică produsă de panourile fotovoltaice pe perioada sezonului de încălzire 2019-2020 și tendința de producere a energiei electrice pentru această perioadă

Cantitatea de energie electrică care a fost produsă de către cele două panouri fotovoltaice a variat în mod special în funcție de radiația solară și gradul de acoperire cu nori a cerului. Radiația solară

se definește ca fiind radiația electromagnetică care are lungimi de undă ce cuprind întreg spectrul electromagnetic și este emisă de către Soare. Intrarea și tranzitul prin atmosfera Terrei a radiației solare are ca efect încălzirea aerului. O parte din această constituie radiația solară difuză, care este împrăștiată de aer și particulele din acesta. Cealaltă parte este cea mai considerabilă și ajunge pe suprafața Terrei constituind radiația solară directă [93].

Poziția pe glob, starea de încărcare a atmosferei, gradul de umplere cu nori a cerului și mișcările de rotație în jurul propriei axe și al Soarelui, împreună cu fenomenele de precesie, oblicitate și excentricitate sunt principalii factori care influențează intensitatea radiației solare directe și accentuează variațiile extreme ale acesteia. Din acest motiv, este evident că pe parcursul sezonului rece, atunci când emisfera nordică a Terrei este înclinată mai departe de către Soare intensitatea radiației solare este mai scăzută decât în sezonul cald, în care emisfera nordică este înclinată către Soare, iar emisfera sudică este înclinată mai departe de acesta.

În graficul din Figura 6.8 se observă cantitatea de energie electrică medie zilnică pe care au produs-o cele două panouri fotovoltaice, pe perioada sezonului de încălzire, minimul fiind atins în două zile consecutive din ianuarie, în 5 și 6, având valoarea de 101 Wh pe zi, iar maximul a fost atins în 15 aprilie având valoarea de 1976 Wh pe zi. În total, pe perioada întregului sezon de încălzire, cele două panouri fotovoltaice au produs 170,83 kWh energie electrică care s-a utilizat integral pentru încălzirea SCGO prin intermediul cablului încălzitor.

Se remarcă, în graficul din Figura 6.8, de asemenea, că perioada în care s-a produs cea mai puțină cantitate de energie electrică a fost de la jumătatea lui decembrie până la jumătatea lui ianuarie, în care orele de lumină pe zi au avut cel mai redus număr, iar condițiile atmosferice au avut un impact considerabil asupra radiației solare directe.

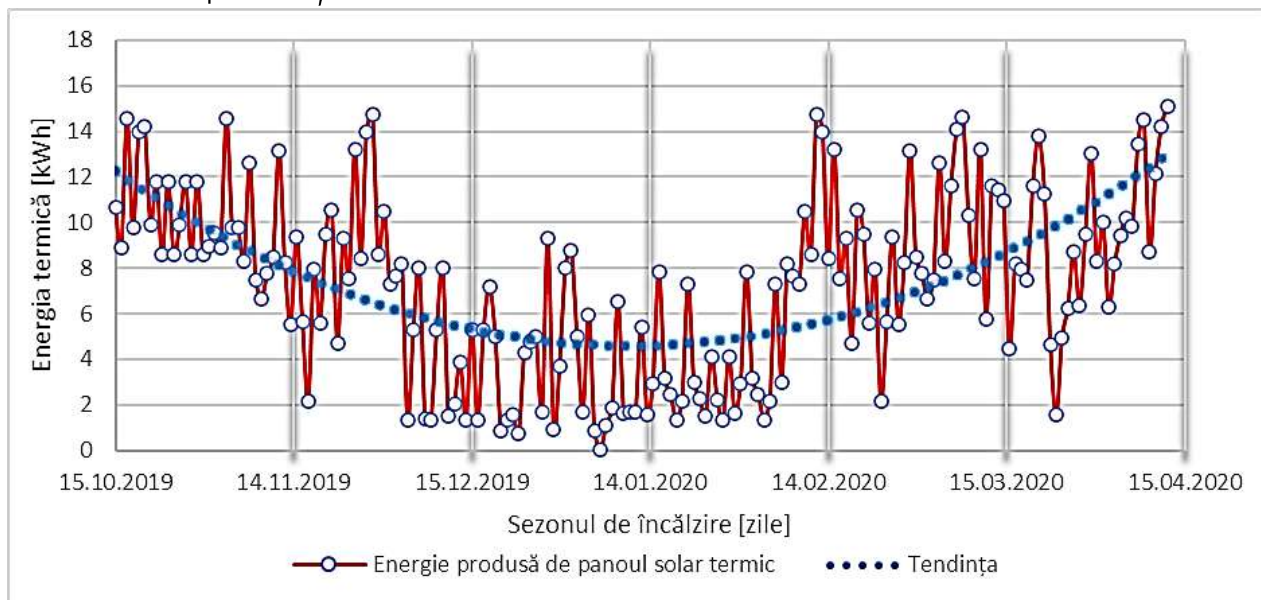


Fig. 6.9. – Energia termică produsă de panoul cu tuburi vidate pe perioada sezonului de încălzire 2019-2020 și tendința de producere a energiei termice pentru această perioadă

În Figura 6.9 este prezentată producerea energiei termice de către panoul solar cu tuburi vidate, pe perioada sezonului de încălzire, observându-se și de această dată impactul condițiilor atmosferice care diferă de la o zi la alta asupra intensității radiației solare și implicit asupra producerii de energie termică prin intermediul panoului solar cu tuburi vidate, similar cu situația energiei electrice produse cu panourile solare fotovoltaice prezentată anterior.

Este interesant de observat că tendința de producere a energiei termice prin preluarea energiei solare este similară cu tendința de producere a energiei electrice. Luna aprilie 2020 a fost mai favorabilă pentru preluarea energiei solare, condițiile atmosferice fiind mai propice decât în luna octombrie a anului 2019.

De asemenea, ziua în care s-a atins minimul de colectare solară a fost în 6 ianuarie, identic cu minimul de colectare solară a panourilor fotovoltaice în care panoul solar cu tuburi vidate a produs doar 200 Wh energie termică. De asemenea, maximum a fost atins în data de 15 aprilie 2020 în care s-au produs 15,12 kWh energie termică, ceea ce coincide cu ziua cea mai productivă de producere a energiei electrice cu panourile fotovoltaice.

Pe perioada întregului sezon de încălzire, panoul solar termic cu tuburi vidate a produs o cantitate de 1319,71 kWh, energie termică din care 358,16 kWh s-a utilizat pentru SCGO în perioadele în care pompa de căldură a fost oprită, prin introducerea directă în sol. Restul de 961,55 kWh s-a utilizat pentru încălzirea agentului termic înainte de intrarea în pompa de căldură în perioadele când aceasta se regăsea în funcțiune.

Este interesant de observat cum condițiile atmosferice au un impact ridicat de la o zi la alta, cerul înnorat, ploaia, lapovița și ninsoarea reducând considerabil cantitatea de energie solară care se poate colecta, în special în perioada sezonului rece.

În Figura 6.10 este reprezentată, dintr-o perspectivă ușor de observat, cantitatea de energie solară provenită de la mediu. Aceasta este captată de cele două sisteme de asistare solară, împărțită în cele două categorii, respectiv energia termică produsă cu ajutorul panoului solar termic cu tuburi vidate și energia electrică produsă cu ajutorul panoului solar fotovoltaic. Se observă în mod cert faptul că panourile solare fotovoltaice au produs doar 11% din cantitatea de energie solară care s-a utilizat pentru optimizarea termică a SCGO. Restul de 89% din totalul de energie solară produsă a fost captată de către panoul solar cu tuburi vidate, aceste valori reflectându-se îndeaproape în randamentul panourilor.

De altfel, energia electrică consumată de către pompa de căldură pe întreaga perioadă a sezonului de încălzire analizat, a fost în valoare de 612,41 kWh. Aceasta înseamnă că dacă s-ar fi utilizat energia electrică pentru alimentarea pompei de căldură aceasta ar fi fost suficientă pentru 29,09% din necesarul de energie electrică al acesteia.

Din acest punct de vedere, pentru producerea de energie electrică în aceeași cantitate cu energia

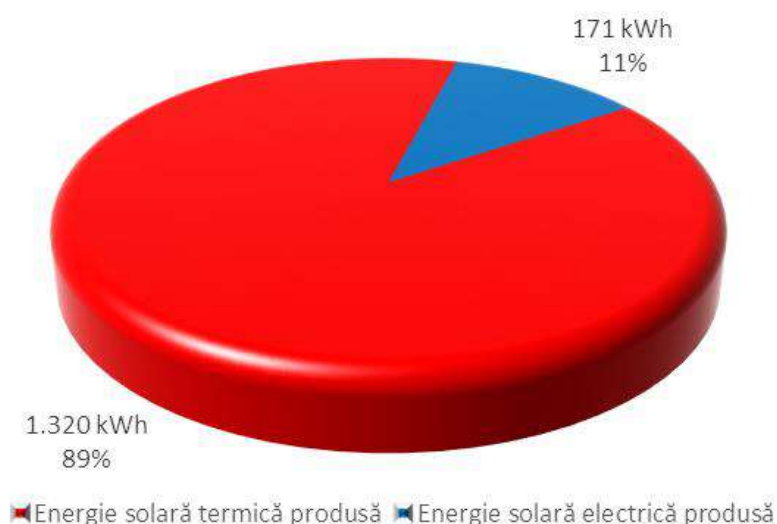


Fig. 6.10. – Energia termică produsă de sistemul termic de asistare solară și energia termică produsă sistemul fotovoltaic de asistare solară din cadrul sistemului experimental

termică care a fost strict introdusă în sol, mai exact 358,16 kWh energie termică, ar fi fost necesare aproximativ 5 panouri fotovoltaice.

Pentru producerea de energie electrică, suficientă pentru acoperirea necesarului de energie electrică a pompei de căldură, pentru sezonul de încălzire, ar fi fost necesare aproximativ 8 panouri fotovoltaice. Pe lângă aceste 8 panouri sunt necesare și echipamentele conexe pentru a face posibilă funcționarea optimă a sistemului solar fotovoltaic.

6.2.4 Rezultatele cercetărilor din punct de vedere al bilanțului energetic

Cea mai importantă optimizare a SCGO studiată în această teză este optimizarea termică a acestuia, pentru ameliorarea efectelor variației temperaturii la suprafața solului de-a lungul anului, în special scăderea acesteia în sezonul rece.

Metodele alese pentru această optimizare au la bază transferul de căldură în interiorul SCGO descrise în capitolul 3. Acesta constă în introducerea de energie solară în sol prin cele două sisteme solare prezentate în detaliu în capitolul 5 și prin preluarea căldurii reziduale provenită din subsol.

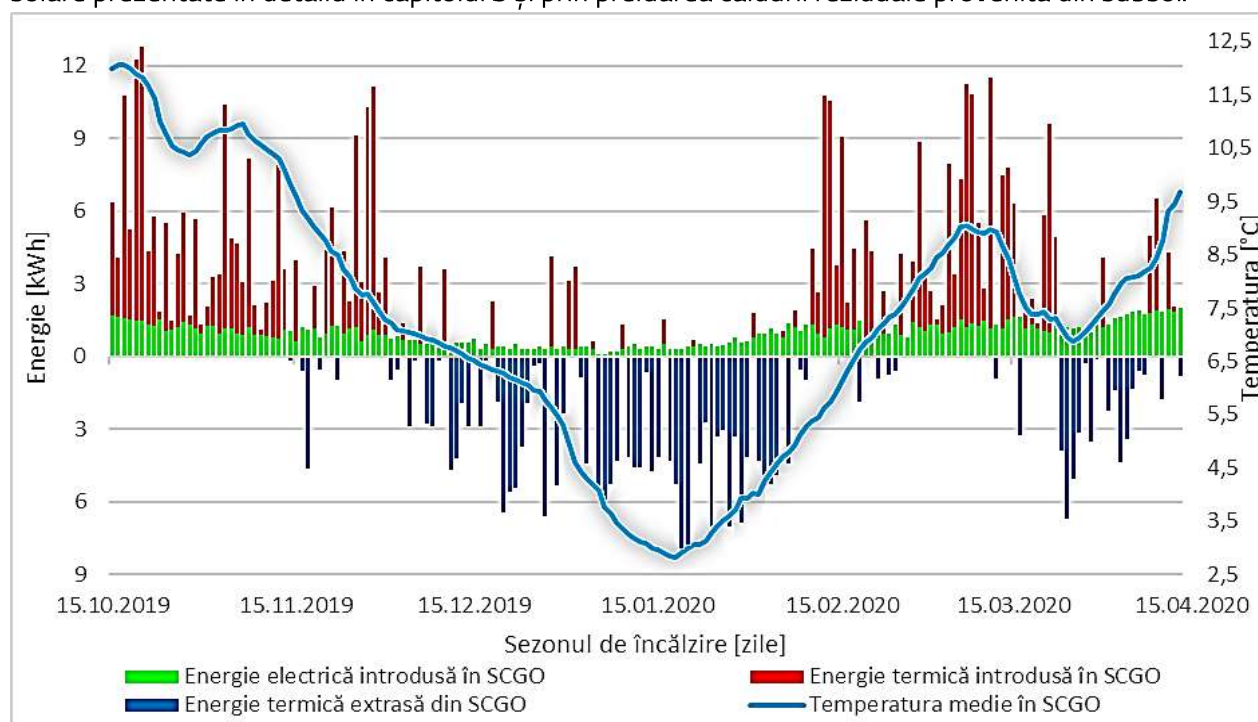


Fig. 6.11. – Energia regenerabilă introdusă și extrasă în și din SCGO, în corelație cu temperatura medie în SCGO pentru sezonul de încălzire 2019-2020

În Figura 6.11 sunt reprezentate fluxurile de energie din interiorul SCGO pe perioada sezonului de încălzire, împreună cu temperatura medie din SCGO pentru evidențierea fenomenelor de transfer de căldură din interiorul acestuia. Cu valori negative s-a prezentat energia termică extrasă din SCGO pentru o vizualizare și studiere facilă a energiilor. Se observă că momentele de extragere a energiei din SCGO corespunde perioadelor în care temperatura medie din SCGO a fost scăzută sau a scăzut brusc. Acest lucru s-a datorat în principal din cauza variației temperaturii exterioare.

Se observă în Figura 6.11 ponderea redusă pe care a avut-o energia electrică introdusă prin cablul încălzitor produsă de către panourile solare fotovoltaice și transformată de către cablul încălzitor în energie termică. Aceasta desigur că a contribuit la menținerea temperaturii medii în SCGO mai

ridicate. A avut, însă, un impact mai scăzut decât cealaltă metodă, de introducere a energiei termice de la panoul solar termic.

Desigur că această perioadă de extragere a energiei termice din sol a fost cauzată în mod direct de perioada de răcire bruscă a mediului înconjurător, de la a doua jumătate a lunii martie 2020, combinată bineînțeles cu condiții atmosferice neprielnice producerii energiei de la sursele solare, adică o atmosferă cu un grad de înnorare ridicat și intensitatea radiației solare scăzută, pompa de căldură fiind nevoită să se bazeze în special pe SCGO.

Acesta evidențiază faptul că în perioada cea mai rece și nefastă din punct de vedere al producerii energiei de la sursa solară, energia electrică consumată în raport cu energia termică utilizată la pompa de căldură este mai mare decât în restul sezonului de încălzire.

Comparând cantitățile de energie solară vehiculate în sistemul experimental, observăm că energia regenerabilă care a fost utilizată direct la pompa de căldură sau introdusă în sol, în perioada cea mai rece din 11 decembrie 2019 până în 4 februarie 2020, are valoarea de 396,17 kWh. În restul sezonului de încălzire are valoarea de 1365,78 kWh, din totalul de 1761,95 kWh energie regenerabilă. Acest aspect înseamnă că cea mai mare parte a energiei solare a fost utilizată direct în funcționare de către pompa de căldură.

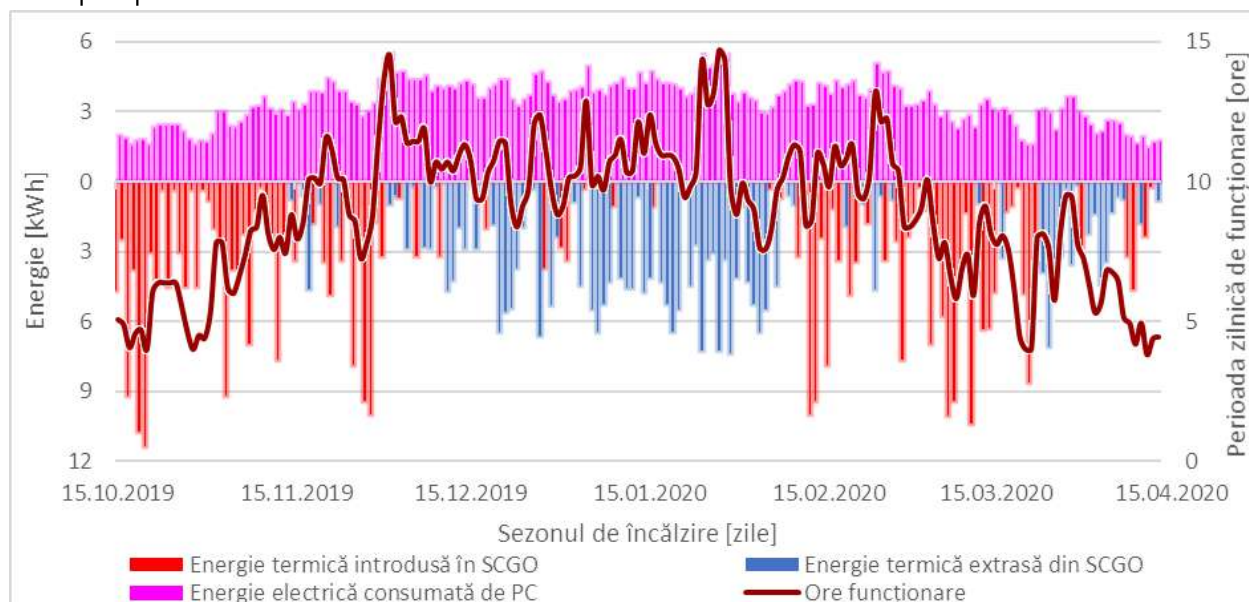


Fig. 6.12. – Energia regenerabilă introdusă în SCGO, energia regenerabilă utilizată direct la PC și energia electrică consumată de PC pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Aceste valori denotă faptul că în perioada cea mai rece a sezonului de încălzire, cantitatea de energie regenerabilă la care pompa de căldură a avut acces a fost mai redusă cu aproximativ 70,99% față de extremitățile sezonului de încălzire. Astfel, se explică valoarea redusă a coeficientului de performanță.

În analiza fluxurilor de energie regenerabilă se iau în calcul: energia solară termică produsă de către panoul solar termic, energia termică extrasă din SCGO și energia termică degajată de cablul încălzitor din SCGO, pe perioada întregului sezon de încălzire.

Totodată, în Figura 6.12 sunt prezentate cantitățile de energie termică introdusă și extrasă din sol, împreună cu energia electrică consumată de către pompa de căldură, pentru sezonul de încălzire 2019-2020. Toate acestea s-au reprezentat în funcție de numărul de ore de funcționare, observându-se faptul că în perioada cel mai rece pompa de căldură a funcționat cel mai mult.

Din acest punct de vedere, se observă faptul că numărul de ore de funcționare reprezintă factorul care contribuie semnificativ la cantitatea de energie introdusă și extrasă din sol. Atunci când pompa de căldură funcționează un timp mai îndelungat, există mai puțin timp intermitent în care energia termică produsă de panoul solar termic poate fi introdusă în sol, acest aspect fiind elocvent reprezentat în Figura 6.12.

De asemenea, contribuția principală la variația consumului de energie electrică a pompei de căldură este reprezentată de numărul de ore de funcționare a acesteia, care este proporțional cu temperatura exterioară; ceea ce înseamnă că energia electrică consumată de către pompa de căldură este, de asemenea, proporțională cu sarcina termică necesară pentru încălzirea spațiului.

În Figura 6.13 este reprezentată cantitatea de energie regenerabilă în comparație cu energia electrică consumată de pompa de căldură. Energia regenerabilă este separată în două, adică energia regenerabilă care a fost introdusă în sol, mai exact de la panoul solar termic și panourile fotovoltaice și energia regenerabilă care a fost utilizată direct la pompa de căldură, mai exact energia termică extrasă din SCGO și energia utilizată direct de la panoul solar termic.

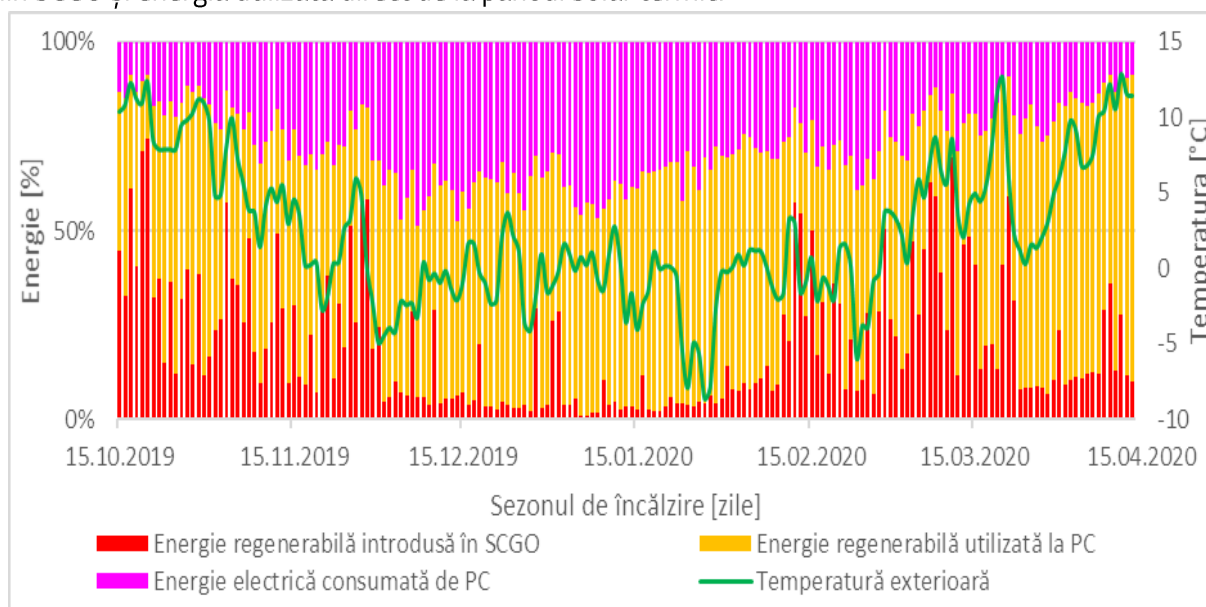


Fig. 6.13. – Energia regenerabilă introdusă în SCGO, energia regenerabilă utilizată direct la PC și energia electrică consumată de PC pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Spre deosebire de bilanțul energetic prezentat anterior în restul Figurilor, această prezentare din graficul din Figura 6.13 este însoțită, de asemenea, de temperatura exterioară medie zilnică pentru sezonul de încălzire 2019-2020. Acest fapt oferă o perspectivă concludentă asupra fluxurilor de energie regenerabilă din cadrul experimentului pentru perioada de încălzire. Reprezentarea este realizată procentual pentru compararea mai ușoară între cele trei tipuri de energii vehiculate de către sistemul experimental.

Din totalul de energie regenerabilă utilizat în funcționarea sistemului experimental pentru perioada sezonului de încălzire, de 1761,95 kWh, cantitatea de energie regenerabilă introdusă în SCGO are valoarea de 528,99 kWh iar energia regenerabilă utilizată direct de către pompa de căldură are valoarea de 1232,96 kWh.

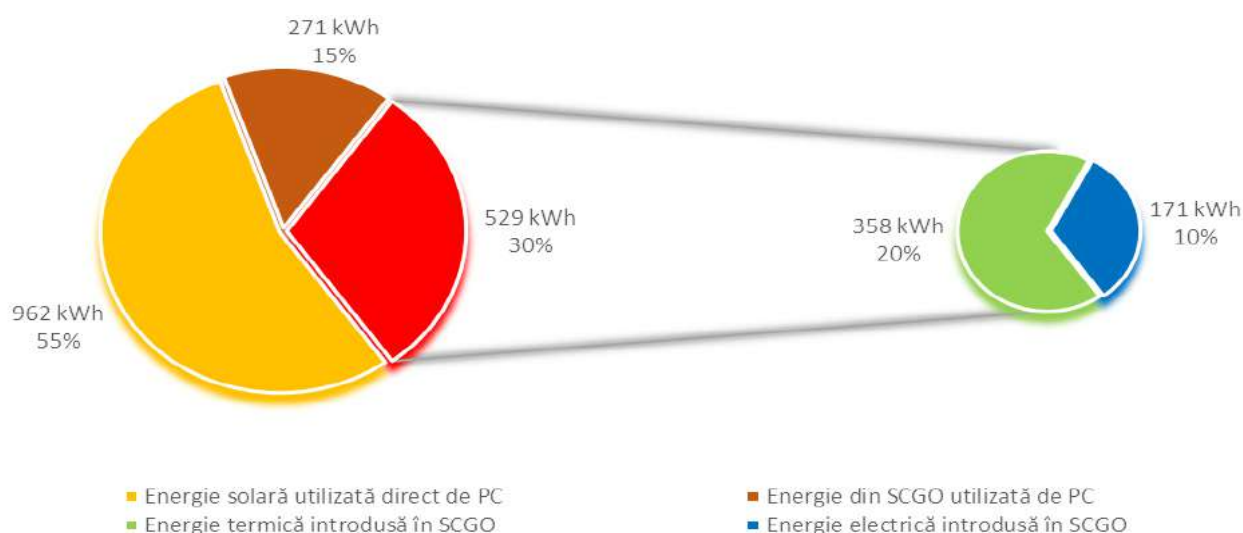


Fig. 6.14. – Energia regenerabilă utilizată în sistemul experimental, împărțită în categorii în funcție de destinația utilizării acesteia, pentru sezonul de încălzire 2019-2020

În Figura 6.14 sunt prezentate cantitățile de energie regenerabilă care s-au regăsit în întreg sistemul experimental, pe perioada sezonului de încălzire, în funcție de destinația de utilizare a acestora. Mai exact, cantitatea de energie solară utilizată direct de către pompa de căldură și cantitatea de energie solară termică și electrică introdusă în sol, împreună cu cantitatea de energie geotermică extrasă din SCGO și utilizată de către pompa de căldură predominant în perioada cea mai rece a acestui sezon de încălzire 2019-2020. Pe de o parte, energia regenerabilă a fost introdusă în sol prin intermediul panoului solar termic atunci când pompa de căldură nu se afla în funcțiune și prin intermediul panourilor fotovoltaice. Pe de altă parte, energia regenerabilă utilizată direct de către pompa de căldură, care a provenit prin extragerea acesteia din SCGO. Nu în ultimul rând, energia provenită prin aportul panoului solar termic atunci când pompa de căldură s-a aflat în stare de funcționare. Prin urmare, în Figura 6.19 se observă că din totalul de 1761,95 kWh energie regenerabilă, doar 30% din aceasta în valoare de 529 kWh a fost introdusă în SCGO. Energia introdusă în SCGO la rândul său, provine de la panoul solar termic cu tuburi vidate și panourile solare fotovoltaice. Energia termică are o pondere de 20% din întreaga cantitate de energie regenerabilă, iar energia electrică are o pondere de doar 10%.

Deși energia termică introdusă în sol provenită de la panoul solar termic are o pondere apropiată de cea a energiei electrice introduse, o cantitate de 55% în valoare de 962 kWh din energia termică produsă cu panoul solar termic cu tuburi vidate a fost utilizată direct la pompa de căldură, prin preîncălzirea agentului termic la ieșirea din SCGO, înainte de intrarea în pompa de căldură. Apoi, cu toate că pare surprinzător, energia termică extrasă din SCGO are o pondere de doar 15% în valoare de 271 kWh. Acest aspect se datorează în special sezonului rece care a fost unul foarte „cald” în comparație cu sezoanele anterioare pentru zona Brașovului. De altfel, acest lucru s-a datorat și faptului că sistemul experimental a fost conceput pentru permiterea utilizării directe a energiei solare de la panoul solar termic a pompei de căldură, permițând concomitent solului din SCGO să nu îi fie extrasă energia termică la fel ca în cazul contrar. Din cauza faptului că perioada rece a anului în sezonul de încălzire 2019-2020 a fost una foarte blândă, comparativ cu iernile din Brașov, și a faptului că în proximitatea SCGO se află subsolul încălzit, cantitatea de energie solară introdusă în sol și utilizată la pompa de căldură este relativ mai mare decât cantitatea de energie extrasă din SCGO.

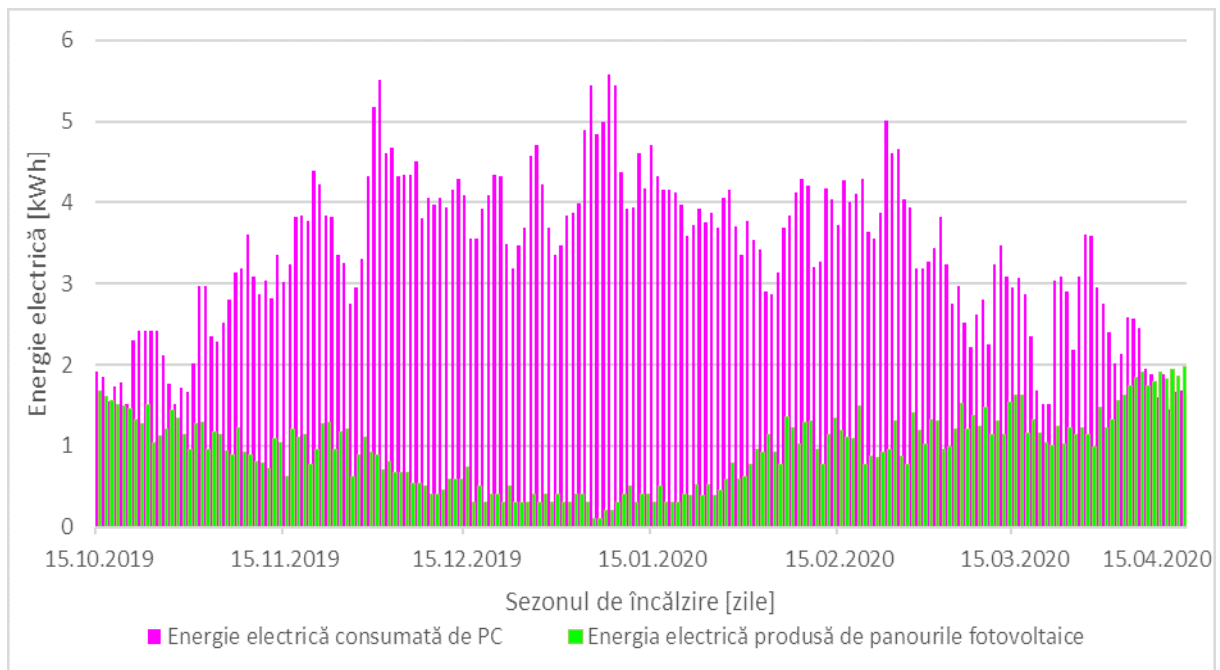


Fig. 6.15. – Energia electrică consumată de către pompa de căldură și energia electrică produsă de panourile solare fotovoltaice, pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Din punct de vedere al energiei electrice produse cu panourile solare fotovoltaice, este perfect concludent că ponderea acestora în bilanțul energetic al SCGO este una foarte mică. Din acest punct de vedere, pentru sezonul de încălzire s-a studiat posibilitatea utilizării acestei energii electrice în alimentarea electromotorului pompei de căldură, comparația fiind realizată în Figura 6.15. Se observă în graficul din Figura 6.15 că prin utilizarea energiei solare fotovoltaice la alimentarea pompei de căldură, s-ar fi putut acoperi ponderea aproximativă de 27% din necesarul de energie electrică al pompei de căldură, atunci când luăm în considerare strict sezonul de încălzire. Totodată, se remarcă faptul că în extremitățile sezonului de încălzire, care se pot considera de altfel și jumătăți ale sezoanelor de tranziție între sezonul cald și sezonul rece, panourile solare fotovoltaice acoperă în proporție de 90-95% necesarul de energie electrică al pompei de căldură.

Din punctul de vedere al energiilor electrice, situația trebuie studiată pe durata întregului an. Aceasta este necesară deoarece doar prin compararea cantității anuale de energie electrică produsă de panourile fotovoltaice cu cantitatea anuală de energie electrică consumată de către pompa de căldură se poate concluziona dacă panourile solare fotovoltaice sunt suficiente pentru acoperirea necesarului de energie electrică al pompei de căldură sau nu. Sistemul fotovoltaic are posibilitatea înmagazinării energiei electrice pentru utilizarea ulterioară. Acest aspect înseamnă că energia electrică produsă pe durata sezonului cald, vara, se poate utiliza iarna când panourile solare nu produc suficientă energie electrică. Rezultatele măsurărilor înregistrate în perioada sezonului de încălzire 2019-2020 au oferit o perspectivă cel puțin interesantă asupra bilanțului termic în interiorul SCGO și a temperaturilor sistemului experimental în funcțiune. S-a observat că subsolul încălzit reprezintă, de asemenea, o sursă de energie termică dacă SCG se montează în proximitatea acestuia.

6.2.5 Ziua de 27.01.2020 – cea mai rece din sezonul de încălzire 2019-2020

După analizarea și interpretarea rezultatelor măsurătorilor pe perioade lungi, în continuare sunt tratate trei zile specifice, reprezentative pentru sezonul de încălzire 2019-2020: ziua în care s-a extras cea mai mare cantitate de energie termică din SCGO, ziua în care s-a introdus cea mai mare cantitate de energie termică în SCGO și nu în ultimul rând, ziua în care cantitatea de energie extrasă a fost identică cu cantitatea de energie introdusă.

În ziua de 27 ianuarie 2020 s-a înregistrat cea mai scăzută temperatură exterioară medie zilnică, în cea mai rece lună din acest sezon de încălzire. Temperatura minimă atinsă în această zi a avut valoarea de $-12,75^{\circ}\text{C}$ în jurul orei 8 dimineața, iar cea mai ridicată temperatură s-a înregistrat în jurul orei 15 și a avut valoarea de $-4,31^{\circ}\text{C}$.

Din acest motiv, ziua de 27 ianuarie s-a ales pentru analiza temperaturilor sistemului de PCCS-AS și din SCGO. În Figura 6.16 se observă, în primul rând, că temperatura din vasul de stocare în această perioadă s-a aflat la minimul din sezonul de încălzire, având valoarea medie zilnică de $25,95^{\circ}\text{C}$.

Se observă că de-a lungul zilei temperatura medie din SCGO, fiind medie între cei 18 traductori de temperatură, a avut o valoare constantă de $2,81^{\circ}\text{C}$, pe perioada zilei. Această temperatură este cea de la adâncimea de 1,2m, unde se află conductele de agent termic.

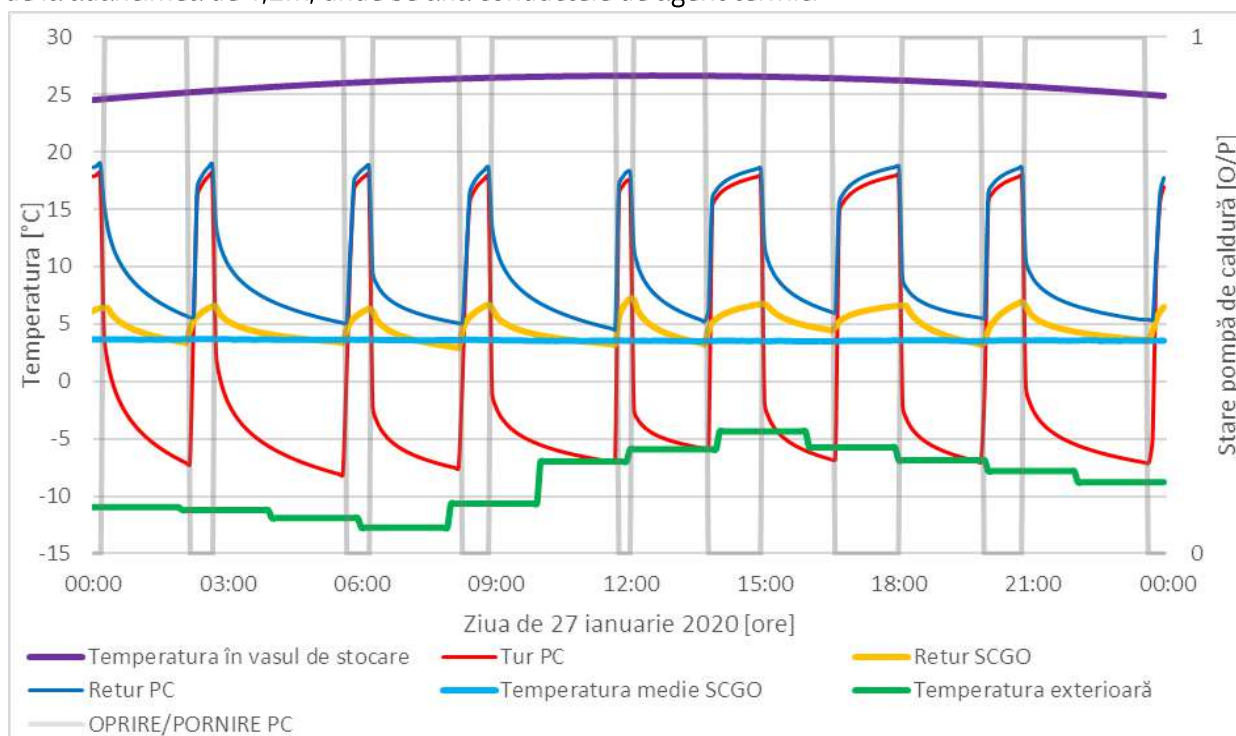


Fig. 6.16. – Temperaturile agentului termic, exterioară, din vasul de stocare și din SCGO pentru ziua cea mai rece din 27.01.2020

Totodată, temperatura agentului termic la intrarea în clădire din SCGO a avut valoarea medie de $4,73^{\circ}\text{C}$, oscilând între valorile minime când pompa de căldură era în funcțiune și maxime atunci când aceasta a fost oprită.

De asemenea, diferența de temperatură dintre turul și returul pompei de căldură atunci când aceasta a fost pornită a fost în medie $12,40^{\circ}\text{C}$. Acest aspect se datorează faptului că trecerea prin vasul de stocare a energiei termice solare s-a realizat între măsurătorile returului din SCGO și returului pompei de căldură. Diferența de temperatură între returul din SCGO și returul pompei de căldură a fost

în medie $2,82^{\circ}\text{C}$, iar diferența de temperatură dintre turul pompei de căldură și returul din SCGO fiind în medie $9,58^{\circ}\text{C}$.

În perioadele scurte de timp în care pompa de căldură s-a aflat în repaus, diferența de temperatură dintre turul și returul pompei de căldură a scăzut foarte mult, ajungând aproape la aceeași valoare, de aproximativ 20°C . Diferența de temperatură dintre turul acesteia și returul din SCGO a fost în medie $8,62^{\circ}\text{C}$, astfel fiind posibilă introducerea energiei termice din vasul de stocare direct în SCGO.

Perioadele în care pompa de căldură s-a aflat în funcțiune sunt marcate de extragerea energiei termice din SCGO, fiind cea mai rece zi a sezonului. Perioadele scurte în care aceasta s-a aflat în repaus sunt caracterizate de introducerea energiei termice în SCGO după cum se poate observa în Figura 6.25.

Pe baza măsurătorilor realizate asupra temperaturilor din această zi s-au calculat cantitățile de energie introdusă și extrasă din SCGO, cu mare exactitate pentru fiecare moment din această zi. Acestea aduc informații prețioase asupra energiei vehiculate în SCGO pe parcursul zilei.

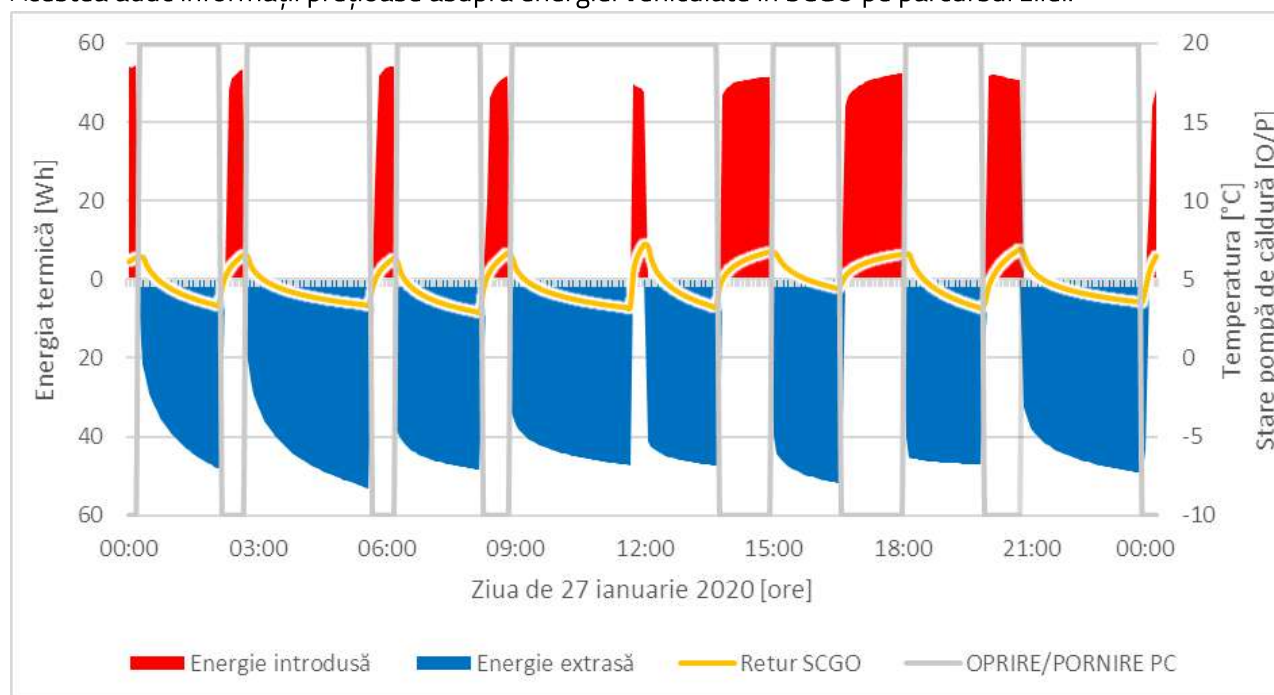


Fig. 6.17. – Energia termică introdusă și extrasă în și din SCGO în funcție de starea pompei de căldură pentru ziua cea mai rece din 27.01.2020

În Figura 6.17 sunt reprezentate fluxurile energetice de introducere și extragere a energiei termice în și din SCGO în funcție de starea pompei de căldură. Este interesant de observat faptul că, deși și în perioadele de funcționare a pompei de căldură s-a utilizat energie termică solară, acestea sunt caracterizate doar prin extragerea energiei termice din SCGO, perioadele directe de introducere a energiei regenerabile solare în SCGO fiind doar cele scurte de repaus al pompei de căldură.

În decursul acestei zile, sistemul de pompă de căldură a extras din SCGO un total de 10,64 kWh energie termică. Din total, cantitatea de 3,41 kWh energie termică a fost introdusă în SCGO. Bilanțul termic din SCGO, în funcție doar de sistemul solar termic, pentru ziua de 27 ianuarie, a fost de 7,23 kWh energie termică extrasă din SCGO.

De asemenea, panourile solare fotovoltaice au produs 594 Wh energie electrică, care a fost de asemenea introdusă în SCGO, ceea ce reduce la 6,63 cantitatea de energie extrasă din SCGO, ținându-se cont de ambele sisteme de asistare solară.

Pompa de căldură s-a aflat în starea de funcționare 17,5 ore în această zi, însemnând că s-a aflat în regim pornit 71% din zi. În această perioadă de funcționare a consumat cantitatea de 6,65 kWh energie electrică.

6.2.6 Centralizarea rezultatelor din măsurătorile experimentale realizate în sezonul de încălzire 2019-2020

Sistemul experimental realizat în cadrul Laboratorului de Pompe de Căldură al Facultății de Construcții din Brașov, pe baza căruia s-au înregistrat măsurătorile, a fost conceput cu scopul principal de optimizare termică a schimbătorului de căldură geotermic orizontal (SCGO). Metoda aleasă a constat în utilizarea a două sisteme solare auxiliare de producere a energiei, considerată de la sursă regenerabilă, soarele.

Tabelul 6.1. – Centralizator rezultate măsurători din sezonul de încălzire 2019-2020

Luna	Oct	Nov	Dec	Ian	Feb	Mar	Apr	Total
Ore de funcționare [h]	87,2	263,3	332,4	344,5	291,6	229,5	62,7	1611,6
Energie extrasă din SCGO [kWh]	0	8,7	67,2	113,7	36,1	31,0	14,4	271,4
Energie solară termică produsă [kWh]	182,4	272,6	128,6	101,8	219,8	282,0	132,1	1319,7
Energie solară electrică produsă [kWh]	22,8	29,8	14,5	12,3	30,8	38,6	21,7	170,8
Energie termică introdusă direct în SCGO [kWh]	68,4	98,0	15,5	7,0	65,9	92,7	10,3	358,1
Energie termică solară utilizată la PC [kWh]	114,0	174,5	113,1	94,8	153,9	189,2	121,7	961,5
Energie regenerabilă consumată [kWh]	114,0	183,3	180,4	208,5	190,0	220,3	136,2	1232,9
Energie regenerabilă introdusă în SCGO [kWh]	91,3	127,9	30,0	19,3	96,8	131,3	32,0	528,9
Energie regenerabilă totală utilizată [kWh]	205,3	311,2	210,4	227,9	286,9	351,6	168,3	1761,9
Energie electrică consumată de PC [kWh]	33,1	100,0	126,3	130,9	110,8	87,2	23,8	612,4

Din acest motiv, rezultatele bilanțului fluxurilor energetice sunt multiple, în funcție de ce parte a sistemului se dorește a fi tratată. Bilanțul de energie a fost calculat pentru fiecare parte a sistemului experimental, iar valorile rezultate din măsurători se regăsesc centralizat în Tabelul 6.1 pentru întregul sezon de încălzire 2019-2020.

Se observă în Tabelul 6.1 că valoarea totală a energiei extrase din SCGO a avut valoarea de 271,41 kWh, iar din calculul efectuat anterior al influenței subsolului încălzit asupra SCGO a rezultat că

o cantitate de energie termică în valoare de 122,76 kWh a fost introdusă în SCGO pe parcursul întregului sezon. Considerând în calculul bilanțului energetic și această energie termică, rezultă că energia extrasă provenită strict de la sursa geotermică (solul) a avut valoarea de 148,23 kWh.

Pompa de căldură a funcționat în total 1611,60 ore, în care a consumat 612,41 kWh energie electrică și 1232,96 energie regenerabilă în mod direct, însă în întregul sistem experimental s-a vehiculat cantitatea de 1761,95 kWh energie regenerabilă.

Cunoscând aceste valori se poate calcula factorul de performanță sezonier, SPF, acesta fiind raportul dintre energia termică produsă de pompa de căldură și energia electrică utilizată pentru funcționarea acesteia, ca în relația următoare:

$$SPF = \frac{E_{furnizată}}{E_{consumată}} = \frac{2374,36}{612,41} = 3,87. \quad (6.2)$$

De asemenea, din energia totală regenerabilă utilizată în întregul sistem experimental având valoarea de 1761,95 kWh, cantitatea de 271,41 kWh a fost exclusiv extrasă din SCGO. Cantitatea de 961,55 kWh a fost exclusiv utilizată la PC. Cantitatea de 528,99 kWh a fost mai întâi introdusă în SCGO prin intermediul celor două surse solare. Ponderea sursei solare termice fiind 358,16 kWh, iar ponderea sursei solare fotovoltaice fiind 170,83 kWh.

6.3 Sezonul cald, de răcire – vara

În sezonul cald s-a studiat funcționarea sistemului de PCCS-AS, în perioada 15 aprilie 2020 - 15 septembrie 2020. Comparativ cu sezonul de încălzire, vara sistemul experimental a funcționat doar pentru răcirea spațiilor. Energia termică produsă de panoul termic nu s-a introdus în SCGO, iar energia electrică produsă de panourile fotovoltaice s-a utilizat pentru alimentarea pompei de căldură. Deoarece la Brașov vara este mai rece, iar necesitatea răcirii spațiilor apare pentru o perioadă scurtă de timp, scopul principal pentru acest sezon a constat în analizarea temperaturilor în SCGO și a bilanțului energiei electrice din sistemul experimental.

6.3.1 Rezultatele cercetărilor asupra temperaturilor din SCGO pentru întreg sezonul de răcire

Sezonul de răcire 2020 studiat s-a întins pe o perioadă de 5 luni de zile, între 15 aprilie și 15 septembrie. În Figura 6.18 sunt prezentate temperaturile relevante în funcționarea sistemului experimental pentru perioada de răcire. Se observă că temperatura medie în SCGO, care la începutul sezonului avea valoarea de 13,25°C, a atins maximul de 19,63°C în 14 august. De asemenea, temperatura exterioară împreună cu temperatura de referință din sol prezintă creșterea de temperatură medie zilnică pentru această perioadă. Se observă faptul că a existat o perioadă mai rece la jumătatea lunii iulie, iar maximul termic s-a înregistrat aproximativ la jumătatea lunii august. Diferența de temperatură dintre turul și returul pompei de căldură a fost în medie aproximativ 3°C.

Interesant de observat este diferența dintre temperatura medie în SCGO și temperatura de referință. În SCGO, creșterea de temperatură a fost mai pronunțată decât creșterea temperaturii de referință în sol, deoarece energia termică a fost introdusă de către pompa de căldură.

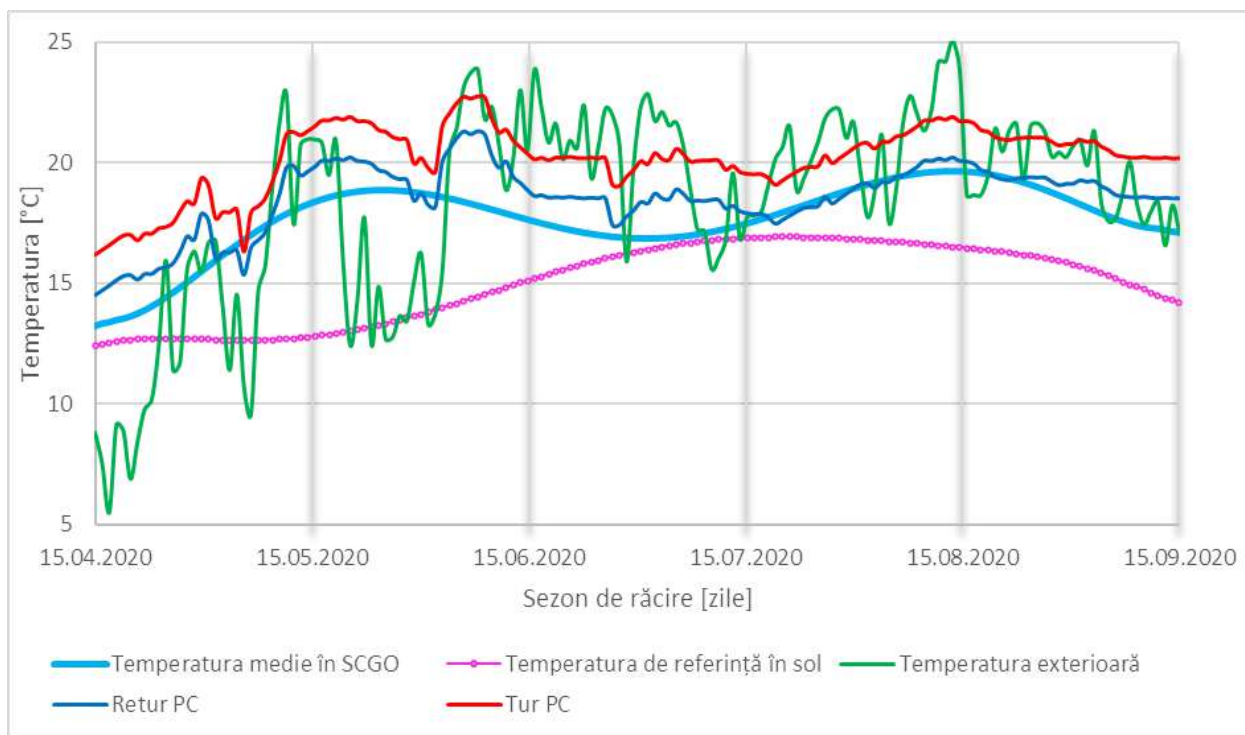


Fig. 6.18. – Temperaturile medii zilnice ale sistemului de pompă de căldură asistată solar pentru sezonul de răcire 2020

6.3.2 Rezultatele cercetărilor cu privire la bilanțul energiei electrice produse și consumate

Spre deosebire de sezonul de iarnă, vara condițiile climatice permit producerea unei cantități mai mari de energie electrică cu panourile fotovoltaice. În Brașov, deoarece vara temperaturile nu ating valori foarte ridicate, pompa de căldură funcționează mai puțin decât iarna. Acest aspect are un impact direct asupra energiei electrice consumate în perioada de vară pentru funcționarea pompei de căldură.

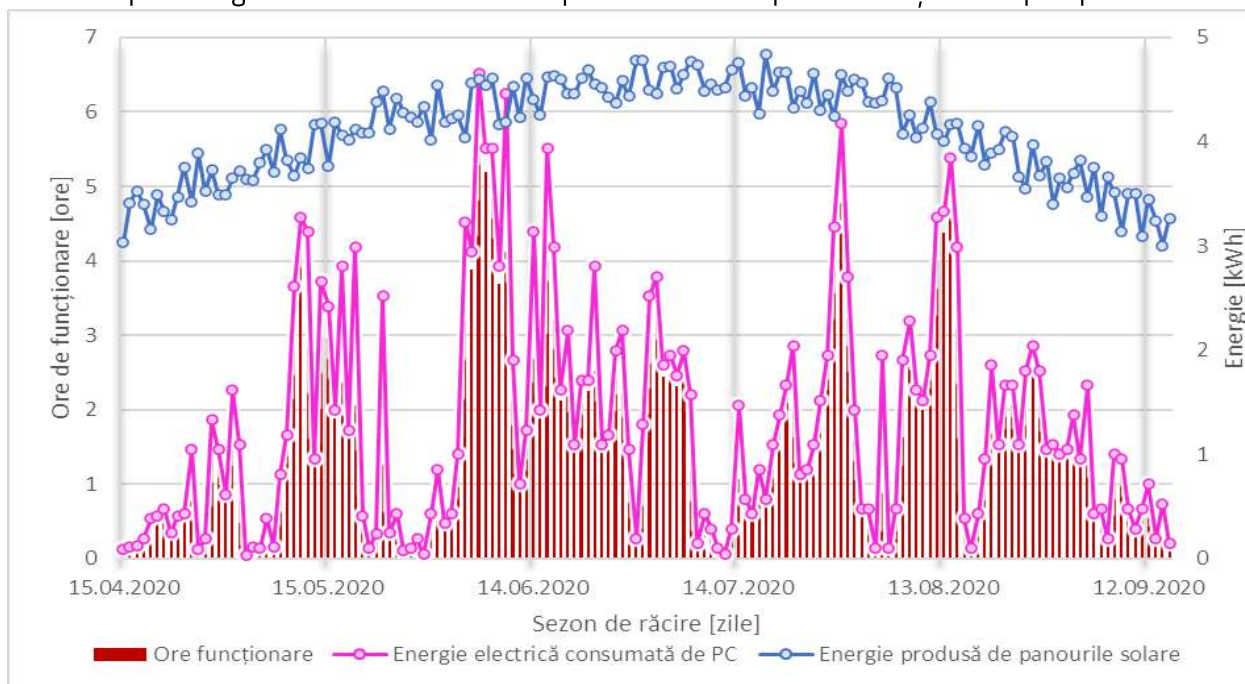


Fig. 6.19. – Energia electrică produsă de panourile fotovoltaice pe perioada sezonului de răcire 2020 și energia electrică consumată de pompa de căldură pentru această perioadă

În Figura 6.19 sunt reprezentate energia electrică produsă de panourile fotovoltaice, energia electrică consumată de pompa de căldură și numărul de ore de funcționare pentru sezonul de răcire. Perioadele de funcționare mai îndelungate ale pompei de căldură coincid cu zilele cele mai calde din perioada de vară.

Se observă că energia electrică a fost produsă de către panourile solare fotovoltaice constant pentru această perioadă, comparativ cu perioada de iarnă, condițiile atmosferice fiind mai stabile și zilele mai îndelungate. Pe perioada sezonului de răcire energia electrică consumată de pompa de căldură a fost de 203,54 kWh, de trei ori mai puțin decât energia electrică consumată pentru perioada de încălzire. Energia electrică produsă de panourile fotovoltaice în sezonul cald a fost de 631,86 kWh, în timp ce pentru perioada de iarnă a fost de aproape 4 ori mai mică. În Tabelul 6.3 se regăsesc centralizate valorile bilanțului energetic.

În Figura 6.20 sunt reprezentate energia electrică produsă și consumată pentru sezonul de răcire și sezonul de încălzire în procente. Se observă că, deși iarna energia electrică produsă de panourile fotovoltaice nu putea acoperi consumul de energie al pompei de căldură, vara procentajele sunt inversate. Acest lucru înseamnă că pe perioada unui an de funcționare, energia termică produsă de panourile fotovoltaice acoperă aproape în totalitate energia electrică consumată de pompa de căldură. Deoarece energia electrică introdusă în sol iarna nu a avut un impact semnificativ în bilanțul termic din SCGO este evident că aceasta trebuie utilizată la alimentarea pompei de căldură. Împreună cu energia electrică acumulată pe perioada de vară, pompa de căldură poate fi alimentată cu energie verde pe întreaga perioadă.

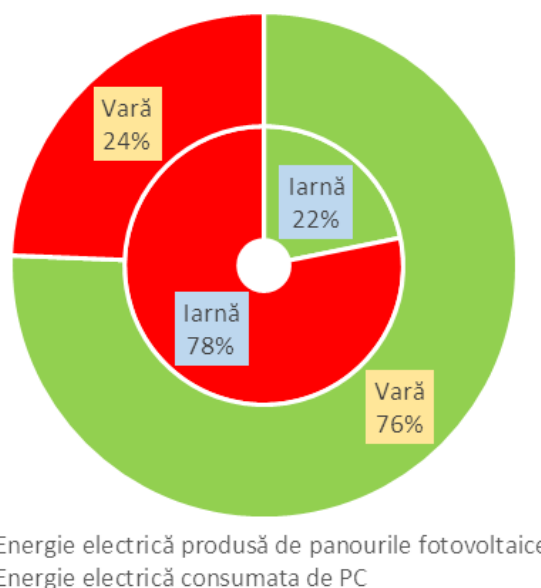


Fig. 6.20. – Bilanțul energiei electrice pentru sezonul de încălzire și răcire

6.4 Concluziile capitolului

În cadrul acestui capitol s-au analizat înregistrările realizate în funcționarea sistemului experimental și s-au prezentat performanțele celor trei subsisteme ale acestuia atât separat, cât și împreună. S-a analizat evoluția temperaturilor în cadrul SCGO și fluxurile energetice vehiculate între subsisteme, în scopul optimizării termice a SCGO.

Pentru început, s-a observat că extremitățile sezonului de încălzire, așa numitele zone de tranziție între sezoane, au reprezentat momentele cheie de introducere a energiei termice solare în SCGO. Perioada de extragere a energiei termice s-a suprapus cu perioada cea mai rece din acest sezon de încălzire, cantitatea de energie introdusă în SCGO fiind cu 194% mai mare decât cantitatea extrasă din SCGO. De asemenea, urmărind temperatura de referință împreună cu temperaturile măsurate în SCGO s-a observat că în perioadele de introducere a energiei în SCGO, acestea au avut valori similare,

iar doar în cele două perioade predominant de extragere temperaturile din SCGO au scăzut sub temperatura de referință.

Una dintre cele mai importante concluzii ale experimentului este că introducerea și extragerea energiei din sol se realizează în intervale de timp scurte, de ordinul orelor, sarcinile termice echilibrându-se în perioade mai lungi, de zile, săptămâni sau pe întregul sezon de încălzire. Temperatura exterioară are cel mai important rol în bilanțul termic al SCGO.

Un alt aspect important de subliniat este acela că din totalul de energie solară produsă din cele două surse, termică și fotovoltaică, energia produsă cu panourile fotovoltaice a avut o pondere de doar 11%, restul fiind energie produsă cu panoul solar termic cu tuburi vidate.

De altfel, din totalul de energie regenerabilă, 55% a fost utilizată direct de pompa de căldură, 15% s-a extras din SCGO și a fost folosită în perioadele în care a predominat extragerea de energie din SCGO, iar 30% a fost introdusă în SCGO, din care 20% energie termică introdusă, iar 10% energie electrică introdusă.

Totodată, s-a concluzionat că un aspect important în menținerea echilibrului termic în SCGO constă în numărul de ore de funcționare a pompei de căldură, deoarece în momentele în care aceasta a fost în repaus s-a putut introduce energie termică direct în SCGO. Numărul de ore de funcționare variază în funcție de sarcina termică interioară, care variază în funcție de temperatura interioară. Atunci când se iau în considerare clădirile de tip „nZEB”, gradul de izolare termică al clădirii reprezintă o temă foarte importantă care contribuie considerabil la modificarea sarcinii termice interioare.

De asemenea, tratând doar sezonul de încălzire, s-a observat că sistemul de asistare solară fotovoltaic, a avut o pondere de doar 11% din energia regenerabilă solară produsă în total și ar fi putut acoperi 27,89% din necesarul de energie electrică pentru alimentarea pompei de căldură. Atunci când se analizează un ciclu anual de funcționare al pompei de căldură, s-a constatat că energia electrică produsă de panourile solare acoperă 98,37% din energia electrică consumată de pompa de căldură în funcționare, fără a lua în calcul și celelalte echipamente electrice din sistemul experimental.

Nu în ultimul rând, în urma calculului influenței spațiului încălzit din subsolul adiacent solului în care s-a realizat SCGO, s-a constatat că ponderea energiei termice provenite din subsol din energia extrasă din SCGO a fost de 45,29%, ceea ce, în concluzie, înseamnă că subsolul încălzit a avut, de asemenea, un rol important în echilibrul termic din SCGO și a contribuit în mod pozitiv la funcționarea sistemului experimental.

Concluzia generală a analizei rezultatelor măsurătorilor pe perioada sezonului de încălzire constă în faptul că schimbătorul de căldură geotermic orizontal a fost pozitiv influențat de către sistemele de asistare solară și de căldura provenită din subsol. Acestea nu doar introducând energie termică în SCGO, ci fiind capabile să mențină un echilibru în anumite perioade și în general să reducă intervalul de variație a temperaturii din interiorul solului. De asemenea, să evite răcirea excesivă a solului spre finalul sezonului de încălzire.

* * *

~ CAPITOLUL 7 ~

SIMULAREA FENOMENELOR DE TRANSFER TERMIC ÎN SCHIMBĂTORUL DE CĂLDURĂ GEOTERMIC ORIZONTAL UTILIZÂND UN SOFT SPECIALIZAT

Simularea fenomenelor fizice cu soft-uri specializate comerciale are la bază ecuațiile matematice care guvernează aceste fenomene. Soft-ul rezolvă numeric, utilizând element finit într-un timp mult mai scurt, aceste ecuații.

Utilizarea soft-urilor specializate reprezintă astăzi varianta modernă pentru rezolvarea problemelor fizice și îmbunătățirea în funcționare a nenumărate sisteme și echipamente din domenii vaste. Este o metodă eficientă pentru rezolvarea problemelor cu costuri reduse și într-un timp mult mai scurt, care sunt dificil de abordat experimental din varii motive.

Analizarea fenomenelor de transfer de căldură din SCGO prin simulare reprezintă atât o metodă de verificare și calibrare a rezultatelor măsurătorilor experimentale, cât și o unealtă esențială pentru optimizarea energetică a SCGO. Acesta permite introducerea altor parametri decât cei din modelul experimental pentru a putea observa impactul acestora asupra fenomenelor de transfer de căldură din SCGO. În acest capitol sunt prezentate rezultatele obținute prin simularea transferului de căldură în interiorul SCGO.

7.1 Pre-procesarea modelului geometric tridimensional al SCGO utilizând software-ul CFD - COMSOL Multiphysics

Printre numeroasele programe de simulare numerică de tip CFD (Computational Fluid Dynamics), COMSOL s-a impus atât în domeniul comercial, cât și în cercetare. Acesta are avantajul libertății totale asupra ecuațiilor guvernatoare ale fenomenelor. Permite alegerea ecuațiilor prestabilite, modificarea acestora sau introducerea de ecuații noi, în funcție de necesitatea și alegerea utilizatorului.

Acest software oferă posibilitatea simulării numerice a modelelor tridimensionale, bidimensionale, bidimensionale asimetrice, unidimensionale, unidimensionale asimetrice sau chiar adimensionale, practic acoperind toate posibilele geometrii necesare în rezolvarea problemelor numerice.

7.1.1 Parametrii și definițiile generale ale simulării

Simularea fenomenelor de transfer de căldură s-a realizat în regim nestaționar. S-a utilizat modulul de transfer de căldură în corpuri solide împreună cu modulul de transfer de căldură în conducte, pentru schimbătorul de căldură geotermic orizontal tridimensional al modelului experimental.

Modulul de transfer de căldură în corpuri solide s-a utilizat pentru a simula numeric transferul de căldură prin conducție, convecție și radiație în corpurile solide ale SCGO, respectiv solul și zidul

subsolului. Ecuația temperaturii utilizată de acest modul pentru corpurile solide corespunde ecuației diferențiale a legii Fourier care permite adăugarea surselor sau consumatorilor de căldură.

Modulul de transfer de căldură în conducte s-a utilizat pentru simularea numerică a transferului de căldură prin conducție și convecție în interiorul conductelor de agent termic al SCGO. Acest modul reprezintă o variantă eficientă atunci când se cunosc debitul și presiunea fluidului din interiorul conductelor. Acestea sunt definite ca linii drepte și curbe unidimensionale și reprezintă forma simplificată a conductelor goale în interior. Ele permit introducerea diametrelor interior și exterior și grosimea peretelui conductei.

7.1.2 Modelul geometric simulat și proprietățile de material

Schimbătorul de căldură al modelului experimental are o suprafață de 25m², având lungimea și lățimea egală cu 5m. Poziționarea conductei de agent termic și dimensiunile acestuia s-au reprodus în COMSOL. Pentru observarea efectelor fenomenelor de transfer termic asupra solului înconjurător, modelul geometric pentru simulare a fost realizat având o adâncime de 3m, lungime de 9m, lățime de 6m, iar o porțiune de 2m din interiorul subsolului a fost luată în considerare.

În Figura 7.1 sunt prezentate câteva vederi ale modelului realizat în COMSOL. Sunt vizibile toate cele trei componente principale ale SCGO, care pe lângă geometrie se diferențiază în special după proprietățile de material atribuite acestora. Mai exact, se observă *solul*, care contribuie cu cea mai mare pondere în geometrie, *conducta de agent termic* montată în buclă simplă la pas de 50 la adâncimea de 1,2m și *zidul zonei de subsol aferente SCGO*, inclusiv 2m din placa de pe sol către interiorul clădirii.

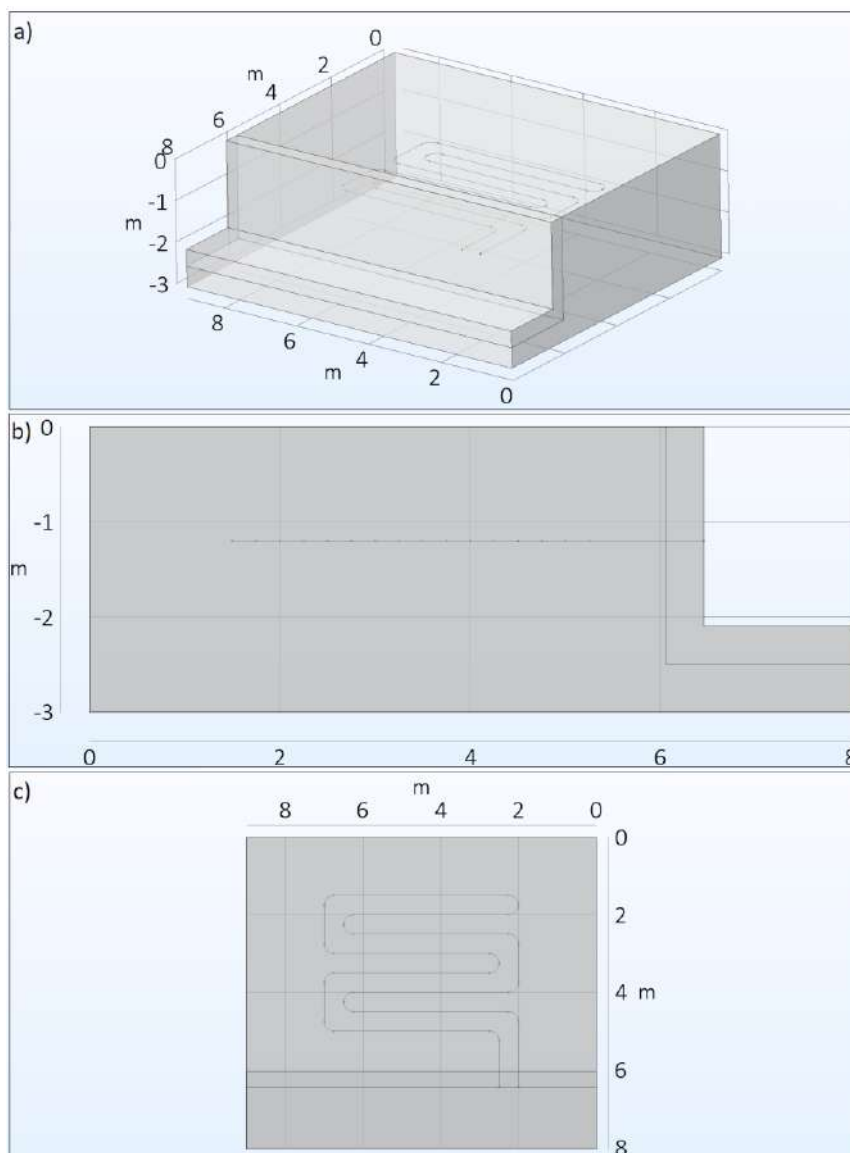


Fig. 7.1. – Modelul geometric al SCGO realizat în COMSOL
a) vedere izometrică; b) vedere laterală; c) vedere de sus

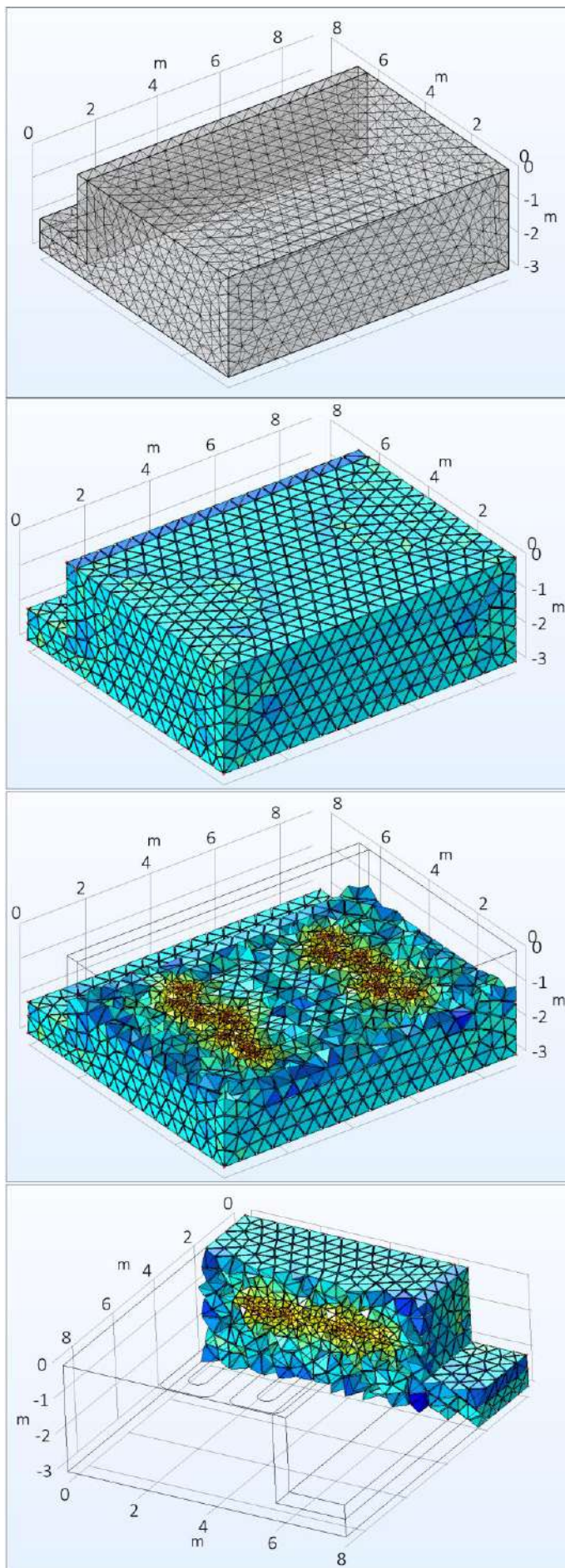


Fig. 7.2. – Rețeaua de discretizare - Izometrii

7.1.3 Rețeaua de discretizare

Pentru utilizarea metodei elementului finit, s-a realizat rețeaua de discretizare a modelului de simulat. Discretizarea reprezintă o parte esențială în procesul ingineresc de simulare, prin care geometrii complexe sunt împărțite în elemente mai mici și simplificate, denumite elemente finite. Acestea se utilizează ca aproximări locale ale întregului domeniu. Numărul, mărimea și forma acestora sunt în funcție de timpul de simulare. De regulă, creșterea numărului de elemente finite conduce la creșterea considerabilă a timpului de simulare.

Pentru modelul geometric de simulat rețeaua de discretizare s-a realizat cu tetraedre neregulate, însumând 39330 de elemente finite din care 2918 elemente triunghiulare și 466 elemente de margine. Mărimea celui mai mic element finit este de 36mm, iar mărimea celui mai mare element fiind de 49,5cm, volumul complet discretizat având $187,1\text{m}^3$.

În Figura 7.2 se observă rețeaua de discretizare în vedere izometrică a geometriei SCGO din COMSOL, fiind vizibile ochiurile și nodurile elementelor finite. De asemenea, în zonele de interes ridicat mărimea elementelor finite este cea mai scăzută, respectiv zonele unde conducta de agent termic este curbată. Acest aspect este important în aproximarea mai exactă și reducerea timpului de simulare.

Zonele cu elemente finite mici, considerate zone îndesite, reprezintă zonele unde fenomenele de transfer de căldură sunt cele mai intense. După cum se observă, cu cât ne depărtăm de zonele îndesite cu atât mărimea elementului finit crește. Această tehnică de discretizare este foarte des utilizată în simularea fenomenelor fizice.

7.2 Post-procesarea – rezultatele simulării numerice a fenomenelor de transfer de căldură în COMSOL Multiphysics

7.2.1 Rezultatele simulării numerice pentru întreg sezonul de încălzire 2019-2020

În Figura 7.3 s-au prezentat câmpurile de temperatură pentru câte o zi din fiecare lună a sezonului de încălzire, la distanță de o lună între acestea. Se observă variația temperaturii la suprafața solului, datorată temperaturii exterioare și influența subsolului încălzit asupra temperaturii solului în imediata apropiere a zidului.

De asemenea, serpentina este montată în buclă simplă la pas de 50cm la adâncimea de 1,2m, fiind vizibilă variația temperaturii agentului termic în funcție de temperatura din SCGO. Aceasta corespunde temperaturii din SCGO la adâncimea la care este montată.

Totodată, se poate observa că între 15 noiembrie și 15 decembrie, la adâncimea de montaj a SCGO temperatura scade cu $3,5^{\circ}\text{C}$, de la aproximativ $9,5^{\circ}\text{C}$ la aproximativ 6°C . Apoi între 15 decembrie și 15 ianuarie, aceasta scade cu aproximativ 2°C , urmată de creșterea la aproximativ 5°C în 15 februarie. De aici temperatura crește treptat cu 3°C până în 15 martie și apoi cu aproximativ 2°C ajungând la temperatura aproximativă de 10°C în 15 aprilie, la sfârșitul sezonului de încălzire.

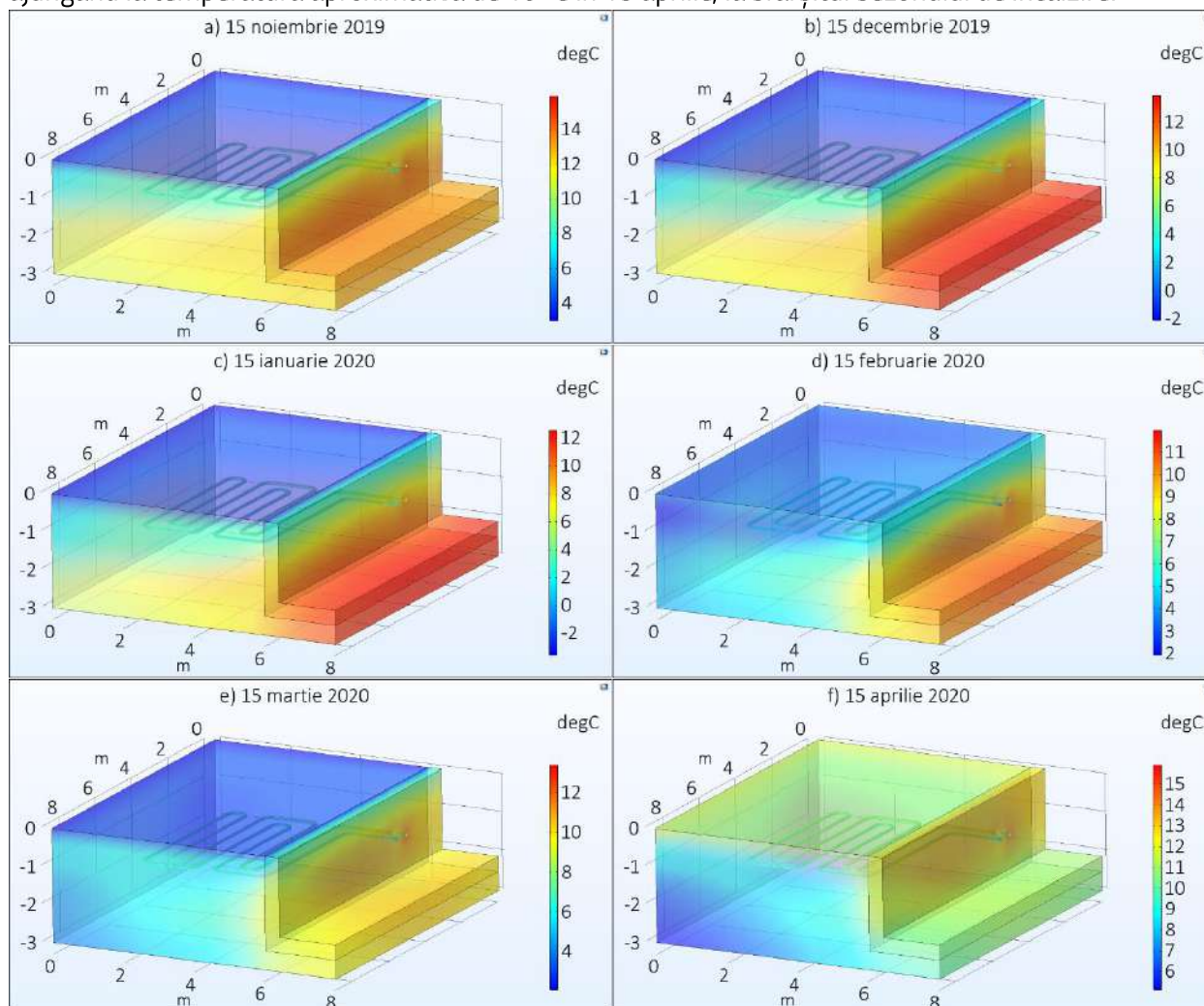


Fig. 7.3. – Câmpul de temperatură tridimensional pentru sezonul de încălzire 2019-2020

De altfel, se observă că în perioada predominant de extragere a energiei din SCGO, între 15 decembrie și 15 februarie, temperatura în extremitățile SCGO, în zona opusă subsolului, are valori aproximativ egale sau mai mari cu 0,5-1°C față de temperatura la adâncimea de montaj a SCGO.

Apoi în perioada predominant de introducere a energiei termice în SCGO din 15 februarie până în 15 aprilie, se observă că extremitățile opuse subsolului au temperaturi mai scăzute decât temperatura medie la adâncimea de montaj a SCGO. Acest lucru confirmă faptul că solul a primit căldură de la serpentina de agent termic.

În Figura 7.4 sunt prezentate pentru întreg sezonul de încălzire fluxurile termice din interiorul SCGO. Se observă mai ușor decât în Figura 7.4 descărcarea de energie termică a SCGO în perioada lunii ianuarie și încărcarea cu energie termică a SCGO. Subsolul încălzit a avut impact pozitiv asupra acesteia, acționând ca o sursă de căldură, solul atingând o temperatură maximă în medie la adâncimea de 1,2m de aproximativ 10°C.

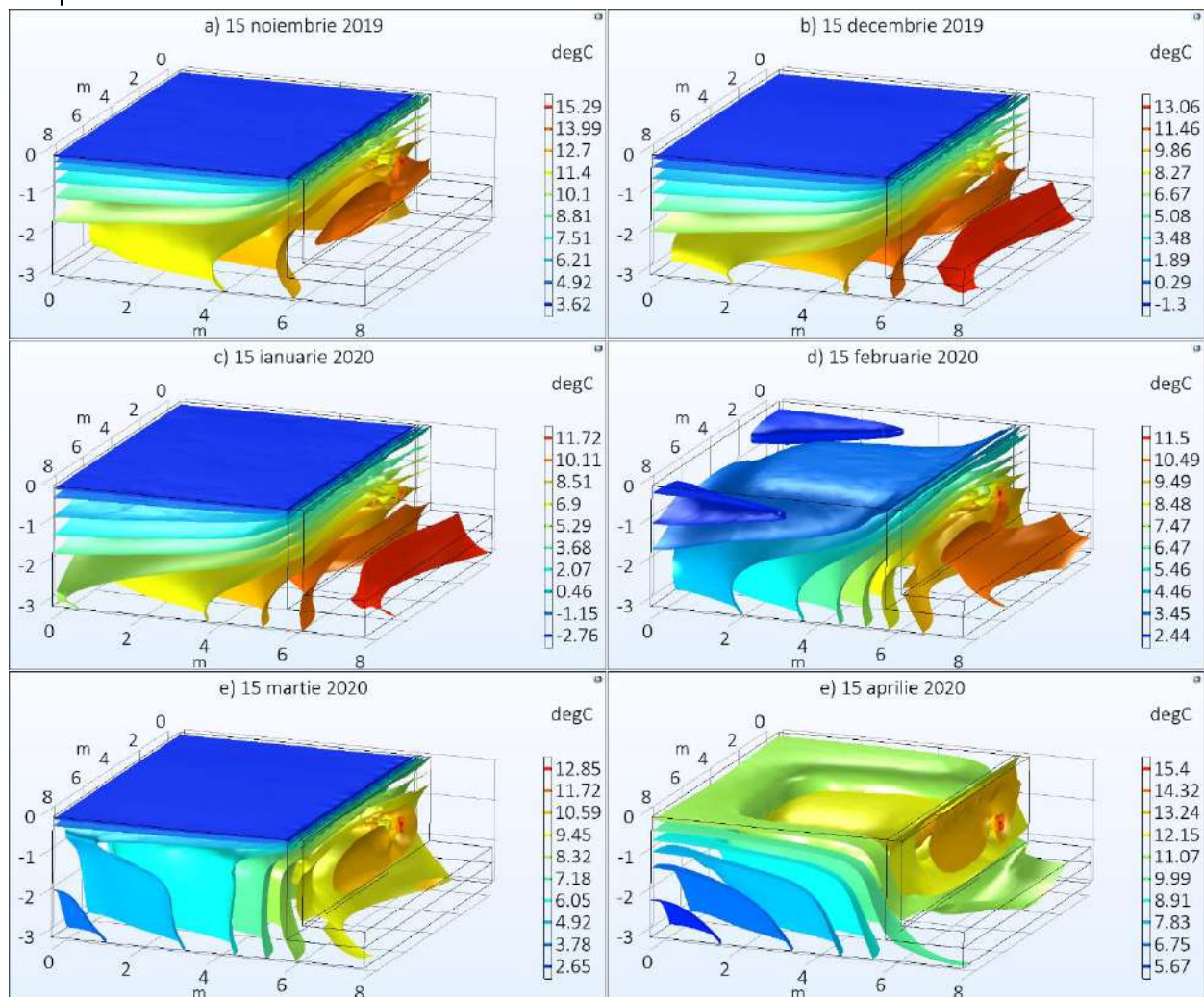


Fig. 7.4. – Fluxurile termice tridimensionale pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Din analiza amănunțită a rezultatelor prezentate, pentru sezonul de încălzire, se observă că sursa de căldură reziduală, provenită de la subsolul încălzit, are un impact considerabil. Rezultatele simulării explică valorile înregistrate în măsurători, observându-se că în primul metru de la zidul subsolului temperatura are valori ridicate pe tot parcursul sezonului de încălzire. Cu cât distanța este mai mare între sol și zidul subsolului, bineînțeles, temperatura scade, însă subsolul încălzit reprezintă o sursă auxiliară considerabilă de căldură.

7.2.2 Rezultatele simulării numerice pentru ziua de 27.01.2020 – cea mai rece din sezonul de încălzire 2019-2020

Similar cu rezultatele din măsurătorile realizate pe modelul experimental, cea mai rece zi din sezonul de încălzire a fost în 27 ianuarie 2020. În Figura 7.5 sunt prezentate tridimensional, câmpul de temperatură în SCGO și fluxurile termice pentru această zi, temperatura medie la adâncimea de montaj a SCGO având valoarea de 2,65°C.

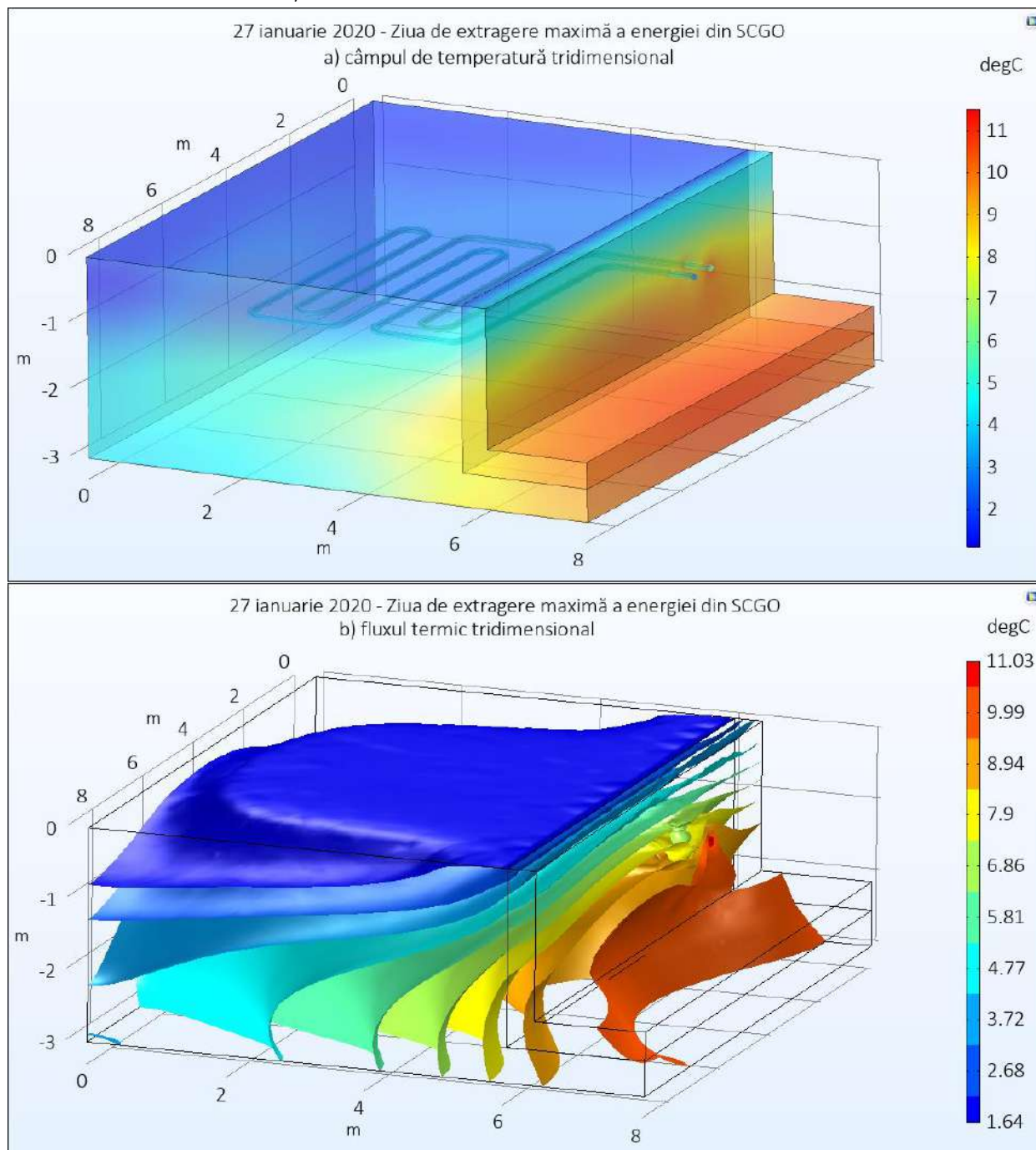


Fig. 7.5. – Reprezentarea tridimensională a SCGO pentru ziua de 27 ianuarie 2020

De asemenea, analizând fluxul termic din Figura 7.5.b, se observă că temperatura a scăzut față de 15 ianuarie prezentată în Figura 7.5.c, de la 3°C până la 2,65°C în ziua de 27 ianuarie 2020. Interesant de observat este că subsolul încălzit menține, în primii doi metri de departare de zid, o

temperatură constantă de aproximativ $6,86^{\circ}\text{C}$ în cea mai rece zi, acest aspect contribuind considerabil la bilanțul energetic al SCGO.

Deoarece în vedere tridimensională nu se pot observa anumite zone a SCGO, s-a realizat o secțiune transversală pe zidul subsolului la jumătatea SCGO. Câmpul de temperatură bidimensional, cât și fluxurile de temperatură bidimensionale sunt prezentate în Figura 7.6. Se observă în Figura 7.6.b fluxul termic. Serpentina de agent termic extrage din SCGO în mare parte energia termică provenită de la subsolul încălzit și o mică parte provenită din solul împrejurător, în zona opusă zidului clădirii. O parte din căldura provenită din subsolul încălzit este cedată direct către exterior, temperatura exterioară având valoarea minimă din întregul sezon în această zi.

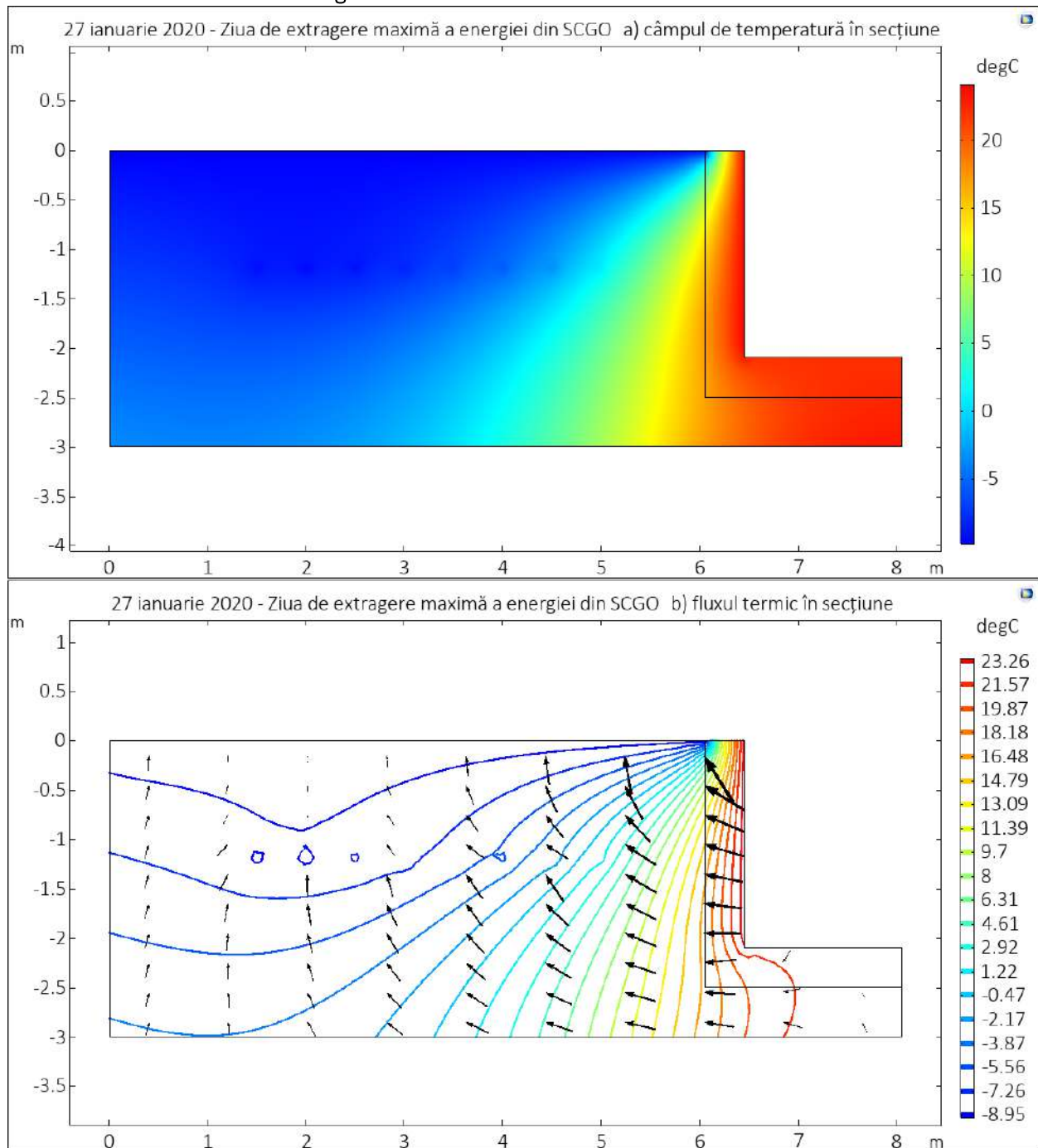


Fig. 7.6. – Reprezentarea în secțiune a SCGO pentru ziua de 27 ianuarie 2020

7.2.3 Rezultatele simulării numerice referitoare la temperaturile agentului termic și solului pentru sezonul de încălzire 2019-2020

În afară de rezultatele simulării obținute prin imagini, COMSOL pune la dispoziție și valorile parametrilor obținuți sub formă de grafice, tabele sau fișiere pentru export extern într-un alt software. Din acest motiv, s-a extras temperatura medie pe suprafața a SCGO la adâncimea de 1,2m, pentru a se putea compara ulterior cu temperatura medie măsurată în timpul experimentului în SCGO și temperaturile de intrare și ieșire a agentului termic.

În Figura 7.7 sunt prezentate valorile temperaturilor principale în urma simulării numerice cu COMSOL, pentru sezonul de încălzire 2019-2020. Aceste temperaturi sunt temperatura medie în SCGO la adâncimea de 1,2m, temperatura la ieșirea din SCGO și temperatura la intrarea în SCGO.

Se observă, așadar, faptul că temperatura medie a SCGO și temperatura agentului termic la ieșirea din SCGO au valori apropiate pe întregul sezon. De altfel, temperatura la intrarea în SCGO scade considerabil în perioada cea mai rece a sezonului de încălzire, observându-se în funcție de aceasta perioadele de introducere și de extragere a energiei termice din SCGO.

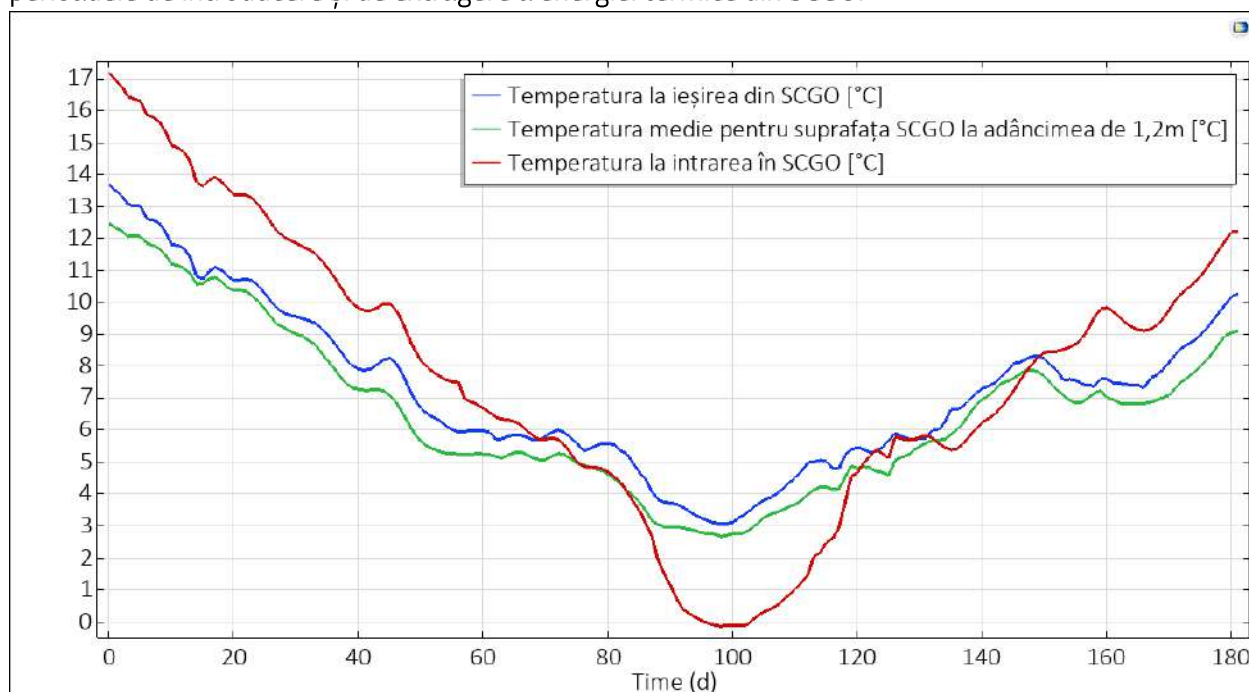


Fig. 7.7. – Temperaturile de intrare și ieșire din SCGO a agentului termic și temperatura medie a solului la adâncimea de 1,2m în SCGO rezultate din simulare, pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Totodată, se observă faptul că minimum temperaturii medii în SCGO a avut valoarea de 2,65°C în perioada 26-27 ianuarie. Maximul este atins la începutul sezonului de încălzire. Similar, temperatura la intrarea în SCGO a atins minimumul de 0°C în aceeași perioadă de 26-27 ianuarie, fiind cea mai rece din sezonul de încălzire.

Trebuie menționat faptul că valorile temperaturilor obținute în urma simulării numerice sunt apropiate de valorile măsurate în cadrul experimentului pentru acestea. Aceste au diferențe mici în anumite perioade însă per total păstrând aceeași tendință de descreștere și creștere și medii similare ale acestora pentru întregul sezon de încălzire 2019-2020.

7.2.4 Rezultatele simulării numerice referitoare la bilanțul termic în SCGO pentru sezonul de încălzire 2019-2020

Similar s-au obținut și rezultatele energiei termice vehiculate în interiorul SCGO pentru sezonul de încălzire 2019-2020. Acestea au fost extrase din COMSOL, mai exact valorile energiei termice introduse și extrase din SCGO în perioada sezonului de încălzire după cum se observă în Figura 7.8, în care există o perioadă mare de extragere a energiei termice din SCGO începând cu sfârșitul lunii decembrie până prin luna februarie, restul fiind perioade de introducere a energiei termice în SCGO.

Interesant de observat este că în urma simulării valorile temperaturilor și energiei sunt mai uniforme, acest aspect fiind observat în cele două Figuri 7.7 și 7.8, curbele fiind mai line decât cele rezultate din măsurători.

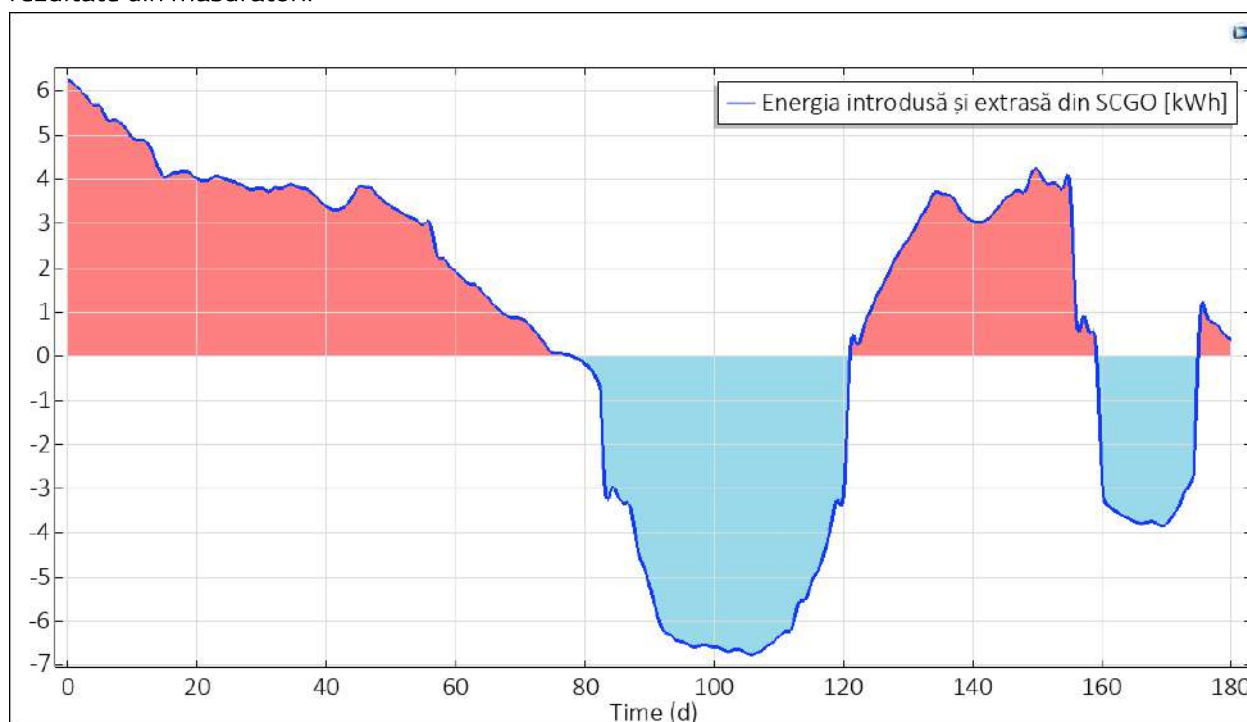


Fig. 7.8. – Bilanțul energetic al SCGO rezultat din simulare, pentru sezonul de încălzire 2019-2020

În urma simulării numerice din punct de vedere energetic în COMSOL pe perioada întregului sezon de încălzire, energia termică extrasă a avut valoarea de 261,08 kWh. Energia termică introdusă a avut valoarea de 367,53 kWh. Valoarea bilanțului total al SCGO pentru întregul sezon are valoarea pozitivă de 106,45 kWh. Aceasta înseamnă că în sol s-a introdus mai multă energie termică decât a fost extrasă.

Prin urmare, se observă faptul că simularea numerică, cu un software specializat în metoda elementului finit, a fenomenelor de transfer de căldură din interiorul SCGO a oferit rezultate similare cu cele obținute din măsurătorile experimentale. Rezultatele simulării confirmă rezultatele experimentale. De asemenea, confirmă viabilitatea sistemului de asistare solară utilizat pentru optimizarea energetică a SCGO prin ameliorarea efectelor negative produse de dezechilibrul termic rezultat în urma funcționării pe termen lung a întregului sistem de PCCS. Pe baza modelului virtual de simulare numerică s-au realizat alte simulări pentru diferite cazuri care se vor prezenta în continuare.

7.3 Re-procesarea – simularea numerică cu eliminarea surselor de căldură solară și reziduală

Simularea numerică a fenomenelor de transfer de căldură în SCGO pentru situația studiată pe modelul experimental a oferit rezultate foarte apropiate care calibrează rezultatele din măsurători. Din acest punct de vedere, în acest subcapitol s-au studiat câteva cazuri diferite de funcționare a sistemului de PCCS-AS. Treptat am renunțat la fiecare sursă de căldură auxiliară a SCGO. Inițial renunțarea la sursa de căldură reziduală din subsol, apoi la sursa de căldură solară, iar în final la ambele surse. Scopul principal constă în analiza temperaturii medii în SCGO fără sursele de căldură auxiliare.

7.3.1 Cazul I – funcționarea sistemului în cazul unui subsol neîncălzit

Deoarece în capitolul 6 în urma calculului de transfer de căldură în sol de la subsolul încălzit s-a constatat că aproximativ 45% din energia extrasă din SCGO a provenit din subsol, s-a dorit simularea numerică a fenomenelor de transfer de căldură în SCGO fără influența subsolului încălzit. Așadar, s-a modificat condiția la limită din fluxul termic provenit de la subsol într-o condiție la limită de tip Dirichlet, de temperatură pe suprafața zidului și plăcii de pe sol de 10°C. În urma simulării, rezultatele obținute referitoare la câmpul de temperatură tridimensional sunt reprezentate în Figura 7.9.

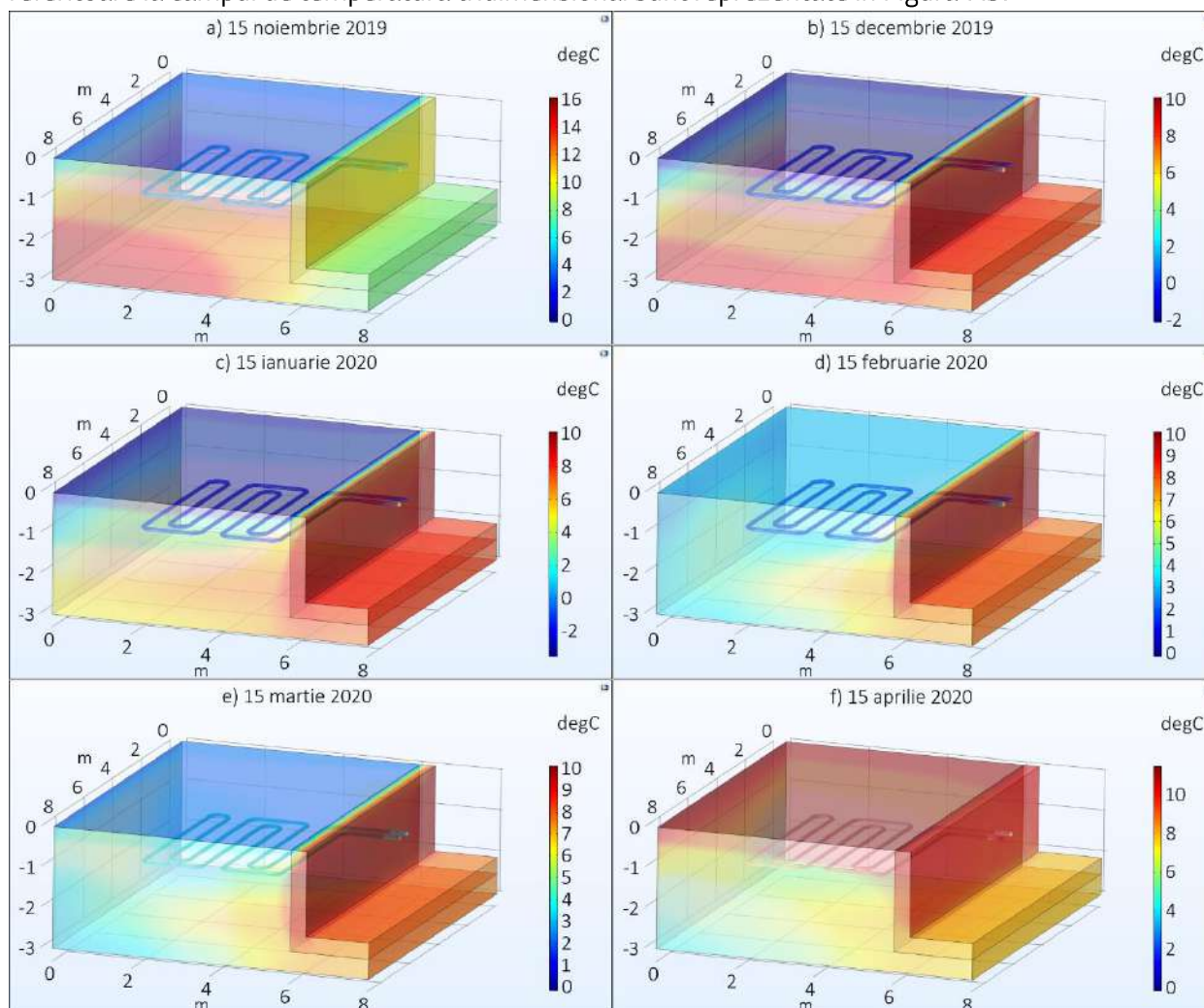


Fig. 7.9. – Câmpul de temperatură tridimensional pentru sezonul de încălzire 2019-2020 – Cazul I – cu subsol neîncălzit

De asemenea, rezultatele cu privire la fluxurile termice în acest caz sunt prezentate în Figura 7.9. Comparând aceste rezultate împreună cu rezultatele din Figura 7.3 și Figura 7.4, se observă că temperatura medie în SCGO a scăzut, valoarea variind între aproximativ 0,3°C și 1,5°C.

În Figura 7.10 sunt prezentate în secțiune bidimensională fluxurile termice pentru cele trei zile studiate. Se observă, impactul mai redus al subsolului, de această dată neîncălzit. În partea de sus a Figurii 7.10 pentru 20 octombrie 2019 se observă că odată cu introducerea energiei termice în SCGO, aceasta este, de asemenea, introdusă și în subsol, situație ce nu s-a întâmplat din rezultatele anterioare.

De asemenea, în ziua cea mai friguroasă de 27 ianuarie, se observă o scădere considerabilă a temperaturii medii în SCGO cu aproximativ 3°C față de rezultatele anterioare. Interesant este de

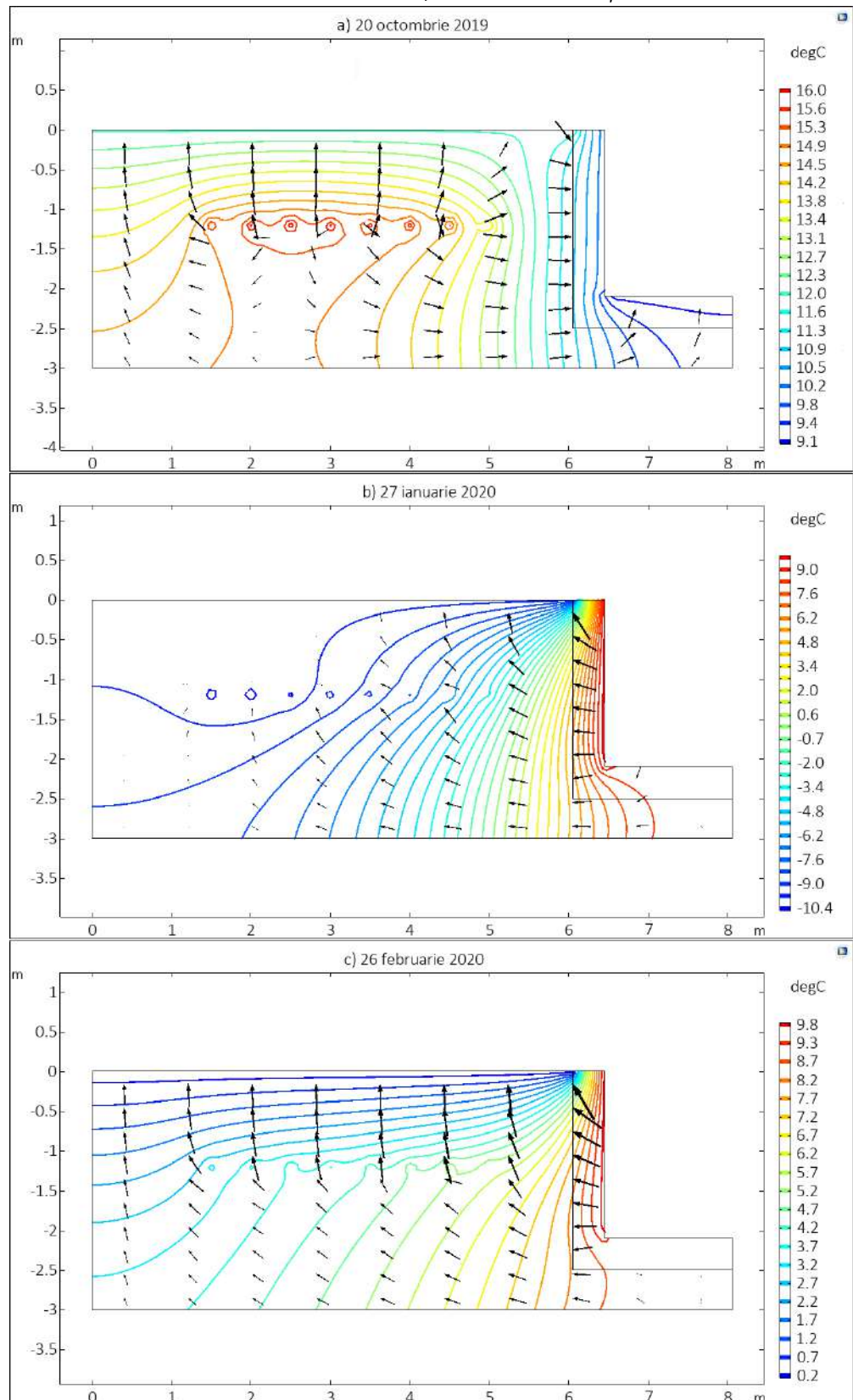


Fig. 7.10. – Reprezentarea în secțiune a SCGO pentru cele trei zile studiate – Cazul I – cu subsol neîncălzit

observat că se pierde către mediul exterior o cantitate mai mică de energie termică venită dinspre subsol, o mare parte a acesteia fiind extrasă de conducta de agent termic.

Pentru ziua reprezentativă din punct de vedere al echilibrului termic în SCGO se observă o scădere a temperaturii medii în SCGO cu aproximativ 1°C și un impact redus al subsolului. Prin urmare, se observă că subsolul încălzit a avut un impact pozitiv asupra transferului de căldură din SCGO, acționând ca o sursă de căldură auxiliară, asistând în funcționare sistemul de PCCS.

7.3.2 Cazul II – funcționarea sistemului fără introducere de energie termică solară în SCGO

Pentru observarea și analizarea fenomenelor de transfer de căldură în interiorul SCGO s-a realizat simularea numerică pentru cazul în care nu se introduce deloc energie termică în sol, fiind doar realizată extragerea de energie termică din SCGO, însă păstrând condiția la limită pentru simularea efectului subsolului încălzit. Acestea fiind spuse, în Figura 7.11 sunt prezentate câmpurile de temperatură tridimensionale pentru zilele de la jumătatea fiecărei luni din sezon. Se observă faptul că temperatura medie în sol a scăzut considerabil cu aproximativ 2°C pe parcursul sezonului, energia termică solară nefiind introdusă în sol în cadrul SCGO, ca în experiment și simularea numerică inițială.

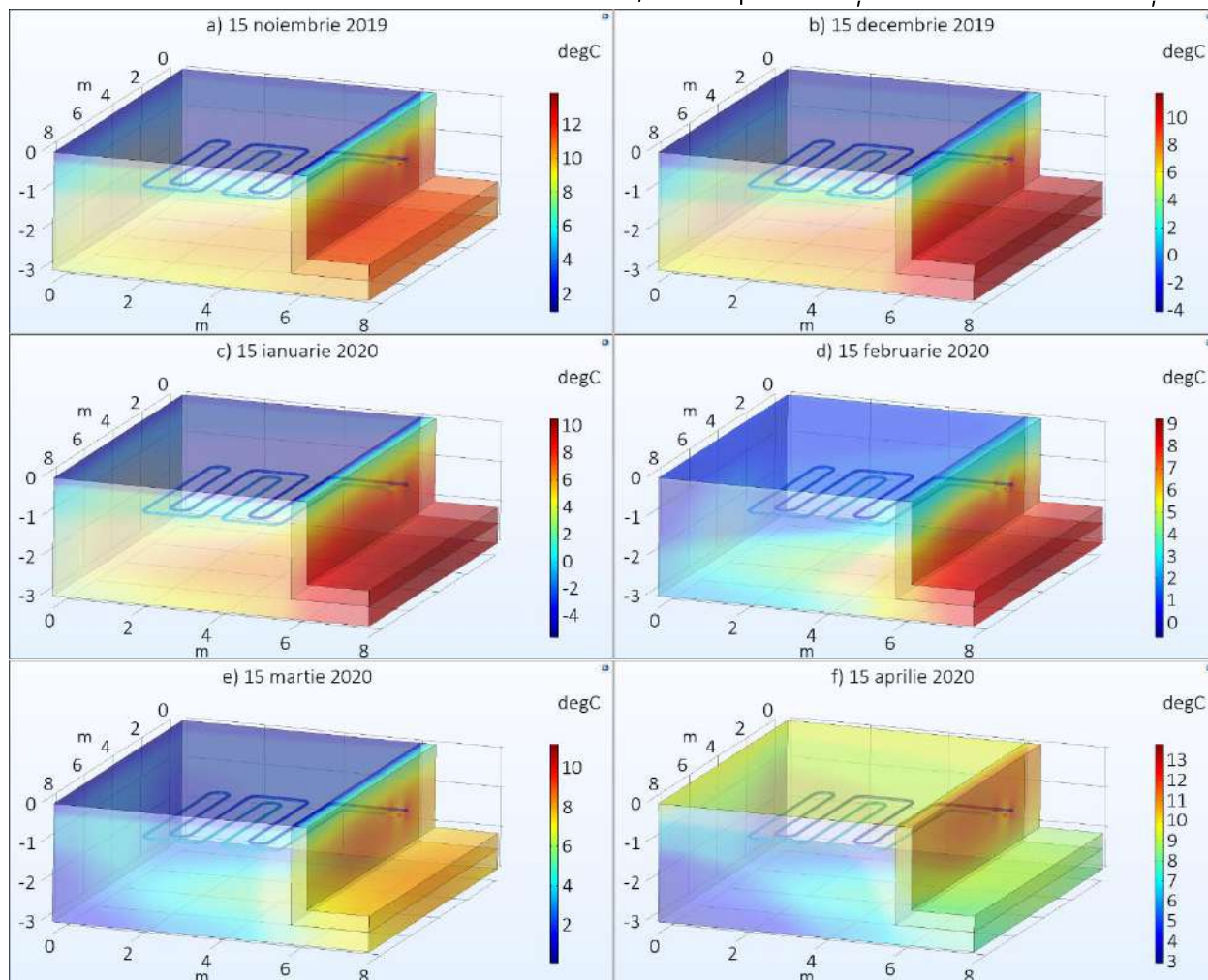


Fig. 7.11. – Câmpul de temperatură tridimensional pentru sezonul de încălzire 2019-2020 – Cazul II – fără introducere de energie termică în SCGO

În Figura 7.12 sunt reprezentate în secțiune bidimensională fluxurile termice pentru cele trei zile studiate, observându-se în primul rând absența perioadelor de introducere a energiei termice în SCGO.

De asemenea, se observă scăderea în general a temperaturii medii în SCGO. În partea de sus a Figurii, la punctul a) se observă că ziua de introducere maximă a energiei termice în SCGO a devenit o zi normală de extragere a energiei din SCGO, cantitatea de energie termică extrasă fiind relativ mică. Ziua de 27 ianuarie, însă, a devenit o zi în care s-a extras mai multă energie termică din sol. Temperatura medie era deja

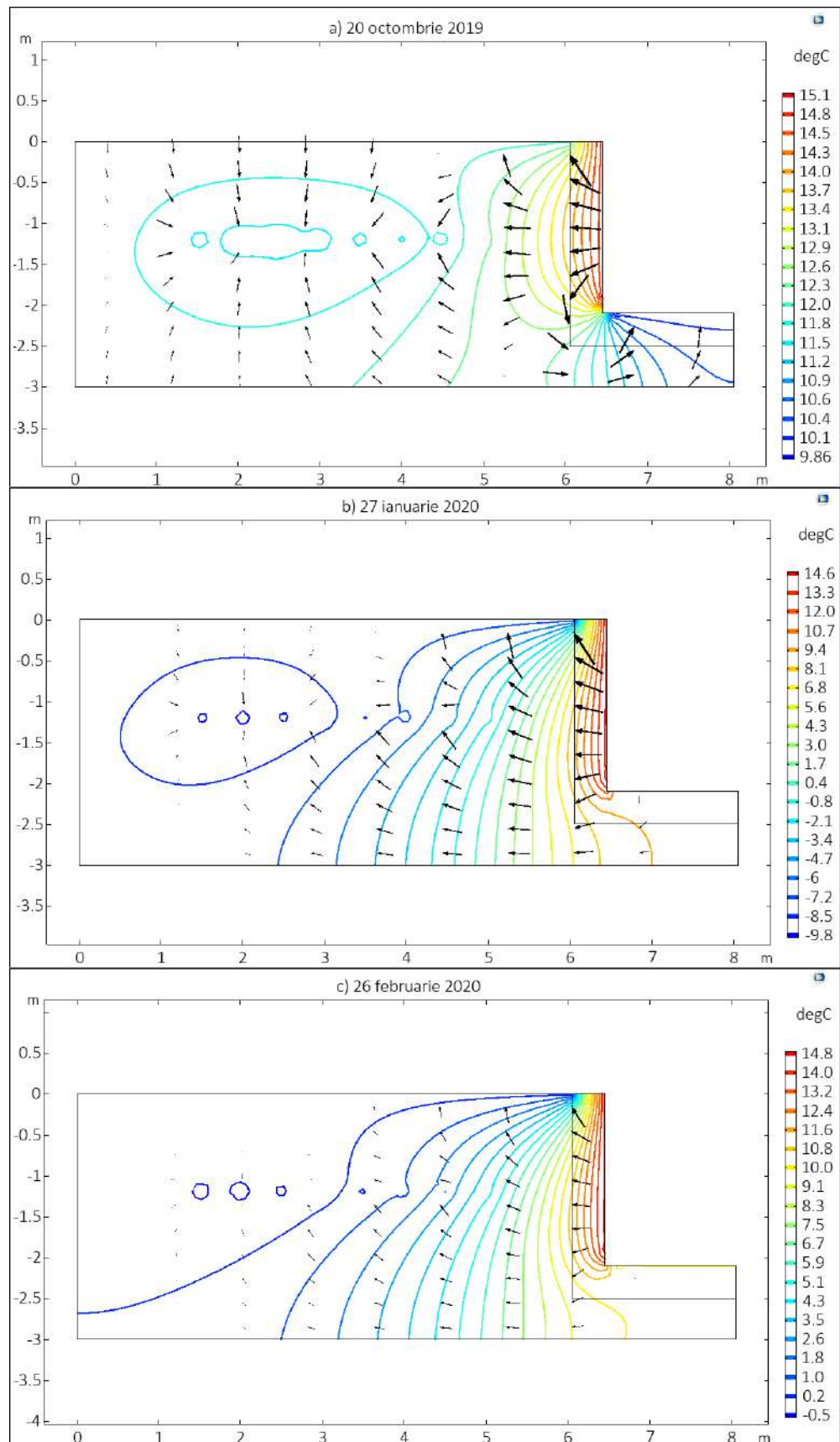


Fig. 7.12. – Reprezentarea în secțiune a SCGO pentru cele trei zile studiate – Cazul II – fără introducere de energie termică în SCGO

mai scăzută cu aproximativ 4°C . De altfel, ziua reprezentativă, echilibrată termic, a devenit o zi normală de extragere a energiei termice din SCGO, acest lucru observându-se în Figura 7.12 la punctul c).

După cum se observă, din primele zile începe să apară o diferență de temperatură, cauzată desigur de absența introducerii energiei termice în SCGO. Acest fenomen, care se accentuează către perioada cea mai rece a sezonului, ajunge la o diferență de aproximativ 4°C . De altfel, către sfârșitul sezonului, datorită temperaturii exterioare și efectului radiației solare la suprafața solului, diferența de temperatură începe să scadă, însă temperatura medie în SCGO tot este mai mică cu aproximativ $2,5^{\circ}\text{C}$ decât în cazul în care s-a introdus energie termică în sol.

7.3.3 Cazul III – funcționarea sistemului fără orice sursă de căldură auxiliară

În final, s-a ales simularea numerică a celui mai defavorabil caz, în care subsolul este un spațiu neîncălzit, iar introducerea energiei termice în SCGO nu se realizează. În urma acestei simulări numerice, temperatura medie în SCGO a scăzut considerabil. În special în perioada cea mai rece a anului temperatura medie, pe suprafața unde se află montat SCGO la adâncimea de 1,2m, a ajuns la minimumul de $-2,64^{\circ}\text{C}$.

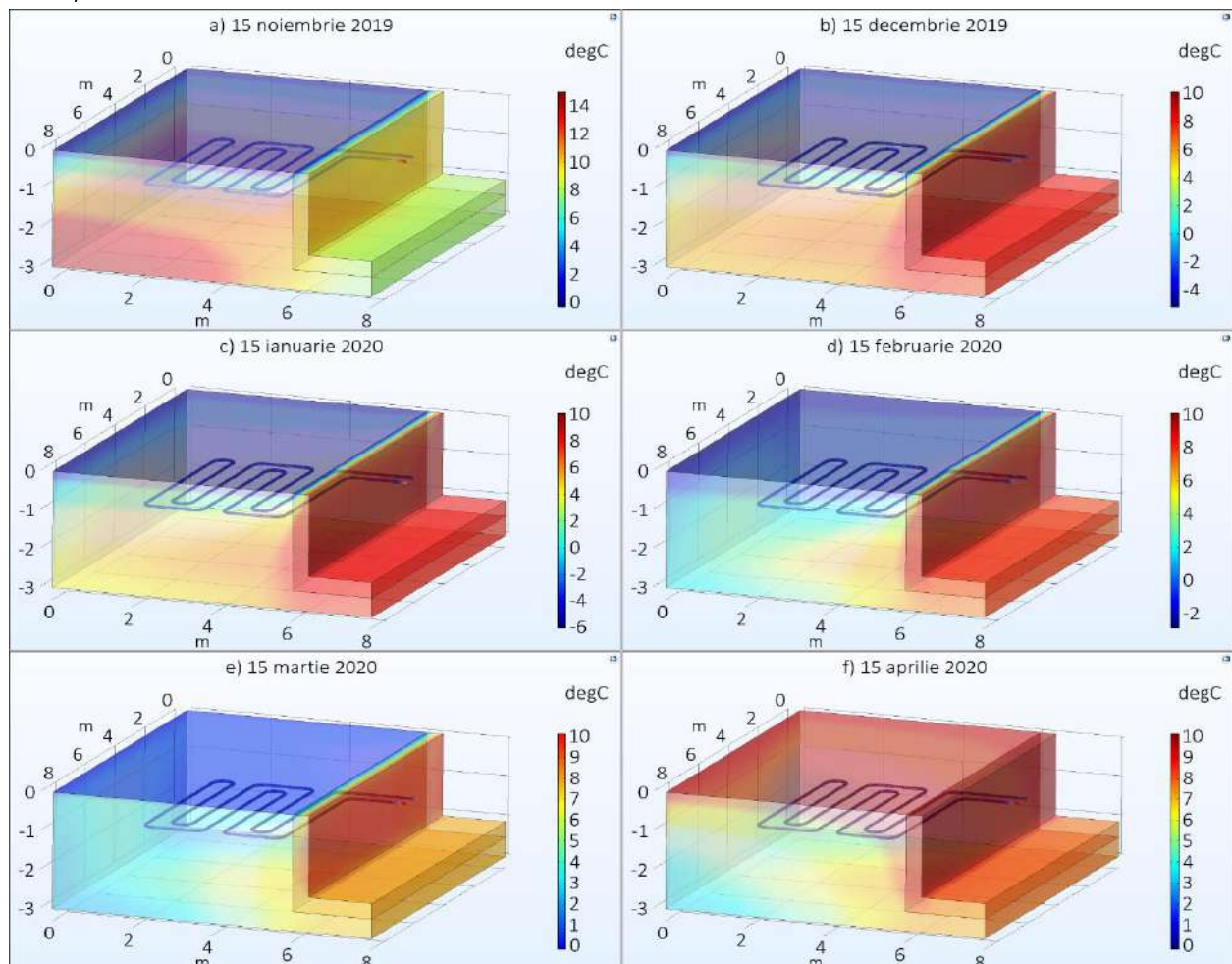


Fig. 7.13 – Câmpul de temperatură tridimensional pentru sezonul de încălzire 2019-2020 – Cazul III – fără introducere de energie termică în SCGO și cu subsol neîncălzit

În Figura alăturată, 7.14, sunt reprezentate la fel cu celelalte cazuri simulate, fluxurile de căldură bidimensionale, în secțiunea SCGO, pentru cele trei zile alese anterior. Se observă, așadar, că ziua care în urma cercetării experimentale a fost considerată ziua cu cea mai mare cantitate de energie termică introdusă în SCGO, a devenit o altă zi de extragere a energiei termice. Diferența față de cazul II este că în lipsa subsolului încălzit solul se răcește și mai mult. Apoi, ziua de 27 ianuarie rămâne ziua în care se extrage cea mai mare cantitate de energie termică din SCGO.

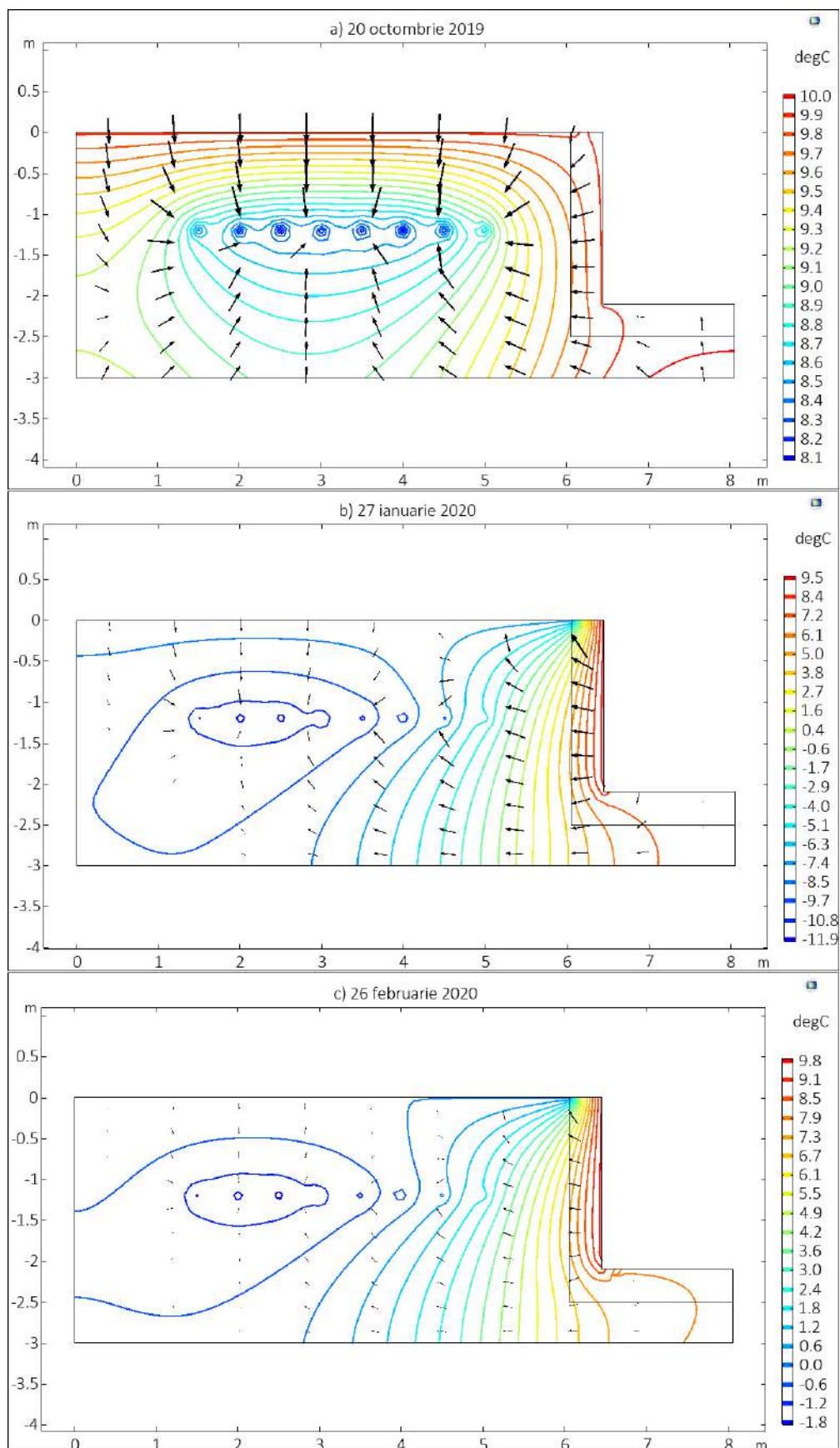


Fig. 7.14. – Reprezentarea în secțiune a SCGO pentru cele trei zile studiate – Cazul III – fără introducere de energie termică în SCGO și cu subsol neîncălzit

7.4 Concluziile capitolului

Simularea numerică cu software-uri specializate reprezintă o metodă foarte eficientă financiar și din punct de vedere al timpului de execuție. Aceasta permite observarea fenomenelor fizice și simularea diferitelor scenarii în funcționarea sistemului de PCCS, fără limitele pe care le au sistemele de cercetare experimentale. Atât din punct de vedere material, cât și din punct de vedere al timpului îndelungat necesar măsurărilor pentru astfel de sisteme.

În cadrul acestui capitol s-a realizat simularea numerică pentru observarea fenomenelor de transfer de căldură în interiorul SCGO. S-a realizat pentru scenariul de funcționare inițial, identic cu scenariul de funcționare al sistemului experimental. Apoi, pentru alte trei scenarii diferite de funcționare în care s-au eliminat pe rând toate sursele de energie pentru analiza comparativă a fenomenelor. În urma simulării sistemului experimental rezultatele obținute referitoare la temperaturile din interiorul SCGO și bilanțul energetic al acestuia au valori foarte apropiate celor înregistrate experimental în urma măsurărilor, de cele mai multe ori diferențele de temperatură fiind sub 1°C .

În cazul I s-a realizat simularea numerică pentru scenariul în care subsolul nu este încălzit, fiind considerat având temperatura de 10°C , ca în cazurile unui spațiu de subsol neîncălzit. În urma simulării, s-a observat că temperatura medie în SCGO pe parcursul sezonului de încălzire a scăzut cu aproximativ 1°C , scăderea fiind treptată, atingând minimumul în perioada cea mai rece a sezonului.

În cazul II s-a realizat simularea numerică pentru scenariul în care nu se utilizează sistemul de asistare solară cu panouri solare fotovoltaice și termice, iar subsolul a fost considerat încălzit, ca în simularea realizată inițial și ca în cazul cercetării experimentale. În urma simulării, s-a constatat că temperatura medie în SCGO la adâncimea de 1,2m pe parcursul sezonului de încălzire 2019-2020 a scăzut cu aproximativ 2°C față de rezultatele experimentale, la sfârșitul sezonului diferența de temperatură fiind de aproximativ $1,5^{\circ}\text{C}$. Din acest punct de vedere se observă că temperatura în sol la sfârșitul sezonului pentru acest caz corespunde cu temperatura înregistrată experimental anterior cu două săptămâni, în concluzie însemnând că sistemul de asistare solară a scurtat cu aproximativ două săptămâni sezonul de încălzire din punct de vedere al temperaturii din SCGO.

În cazul III s-a realizat simularea numerică pentru scenariul cel mai defavorabil în care nu se utilizează sistemul de asistare solară și subsolul a fost considerat subsol neîncălzit, astfel eliminând ambele surse de căldură care au influențat bilanțul termic al SCGO în cadrul cercetării experimentale. În urma rezultatelor obținute s-a constatat că temperatura medie în SCGO a scăzut cu aproximativ $3,5^{\circ}\text{C}$, în cazurile extreme diferența de temperatură ajungând până la $6-6,5^{\circ}\text{C}$. Simularea după acest scenariu demonstrează importanța utilizării sistemelor auxiliare de asistare a pompelor de căldură, acestea influențând în mod pozitiv bilanțul energetic din sol.

Concluzia generală în urma simulării numerice a fenomenelor de transfer de căldură în sol în interiorul SCGO, constatată în cazul acestui capitol, este că sursele auxiliare de energie termică care afectează solul au un impact pozitiv în funcționarea sistemelor de PCCS-AS, în special utilizarea unui sistem de asistare solară. Acestea mențin temperatura medie în sol cu aproximativ $1-3^{\circ}\text{C}$ mai ridicată, iar pe lângă reducerea perioadei de extragere a energiei termice din SCGO acestea contribuie considerabil la reducerea consumului de energie electrică al pompei de căldură.

* * *

~ CAPITOLUL 8 ~

ANALIZA COMPARATIVĂ A REZULTATELOR ȘI METODELOR UTILIZATE

Schimbătoarele de căldură geotermice orizontale sunt caracterizate de variații mari ale temperaturii pe perioada întregului an. Scopul principal al tezei este reducerea acestor variații pentru eficientizarea sistemului de PCCS și creșterea coeficientului de performanță al acestuia, iar acestea s-au cercetat utilizând trei metode principale:

- **experimentală**, prin realizarea modelului experimental prezentat în capitolul 5, la Facultatea de Construcții a Universității Transilvania din Brașov, în cadrul căruia s-au efectuat măsurători în funcționare care sunt prezentate în capitolul 6;
- **prin simulare numerică în regim nestaționar** a fenomenelor de transfer de căldură în interiorul SCGO, rezultate prezentate în capitolul 7;
- **analitică**, a transferului de căldură în interiorul SCGO prin utilizarea modelului analitic prezentat în capitolul 3.

Fiecare dintre aceste metode prezintă avantaje și dezavantaje. Metoda experimentală oferă rezultate precise, însă are costuri ridicate de investiție pentru stabilirea sistemului experimental. Metoda simulării numerice poate oferi o gamă largă de rezultate prețioase, însă doar prin cunoașterea temeinică a fenomenelor implicate și a software-ului utilizat, altfel riscând obținerea unor rezultate eronate. Mai mult decât atât, simularea numerică necesită utilizarea unui computer performant, ceea ce implică costuri semnificative. Acest capitol își propune analiza comparativă a rezultatelor obținute prin cele două metode și a metodelor utilizate pentru îndeplinirea scopului principal al tezei.

8.1 Analiza comparativă a rezultatelor obținute

Similar cu schimbătoarele de căldură în general, performanțele SCGO în funcționare sunt caracterizate în special de parametrii de temperatură și flux unitar de căldură introdus sau extras din acesta. Prin urmare, analiza constă în compararea temperaturii din SCGO, temperaturilor agentului termic tur/retur și compararea energiilor vehiculate în interiorul SCGO, rezultate din cele două metode utilizate.

8.1.1 Analiza comparativă a temperaturii medii în SCGO

Temperatura în interiorul SCGO reprezintă cel mai important parametru în funcționarea sistemului de PCCS deoarece aceasta joacă cel mai important rol în capacitatea termică a SCGO. În Figura 8.1 se observă temperatura medie calculată pe suprafața schimbătorului la adâncimea de 1,2m unde se află montată serpentina de agent termic, rezultată din cele două metode utilizate. Rezultatele celor două metode au valori similare, foarte apropiate, cea mai mare diferență de temperatură fiind de 2,04 °C la începutul lunii martie.

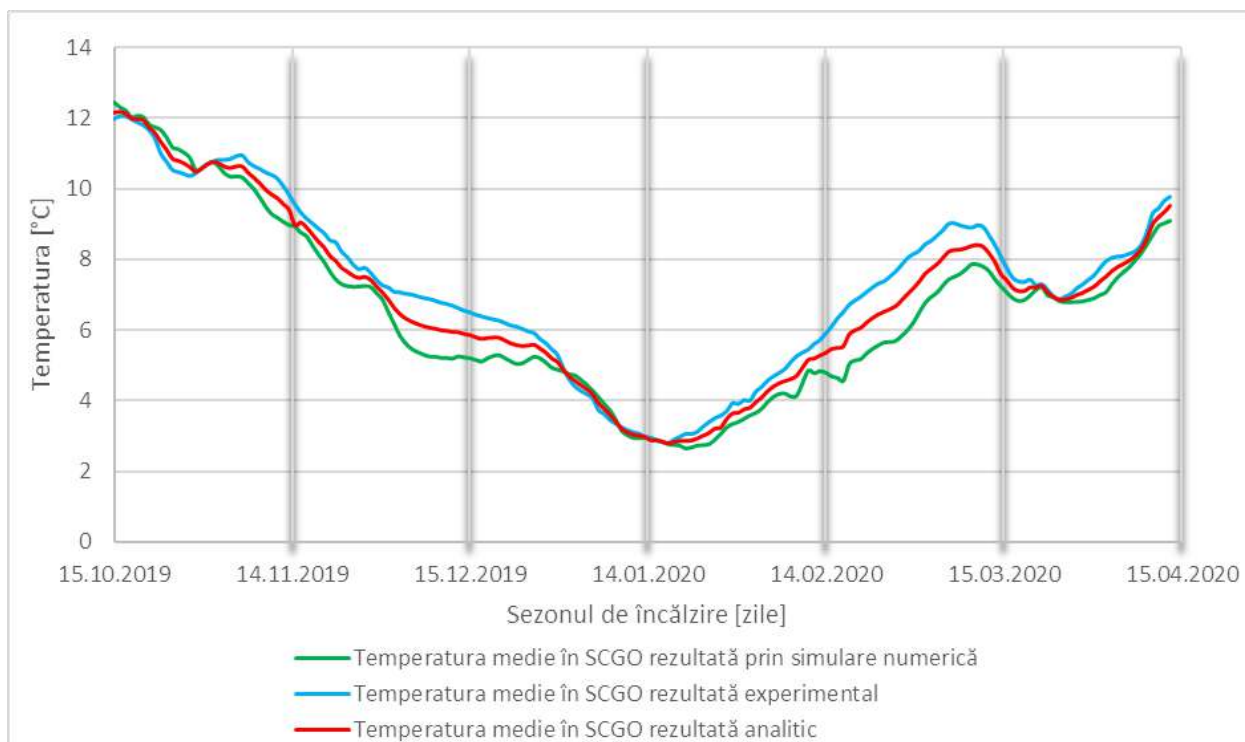


Fig. 8.1. – Temperatura medie pe suprafață, în SCGO la adâncimea de 1,2m rezultată din cele două metode utilizate, pentru sezonul de încălzire 2019-2020

De asemenea, valoarea minimă a temperaturii din SCGO rezultată prin simulare a avut valoarea 2,65°C, fiind foarte apropiată de valoarea rezultată din măsurători de 2,81°C în aceeași perioadă din 26-27 ianuarie 2020. Intervalul maxim de eroare, în procente, între rezultate este de 4,6%. Prin comparație, se observă că valorile obținute prin utilizarea celor două metode sunt apropiate, diferențele fiind foarte mici. Din acest motiv s-a considerat extinderea simulării pentru mai multe cazuri și compararea rezultatelor acestora.

8.1.2 Analiza comparativă a temperaturilor agentului termic

Temperaturile agentului termic utilizat într-un sistem de PCCS pentru circuitul primar care face legătura între pompa de căldură și SCGO afectează în mod direct fenomenele de transfer de căldură din interiorul SCGO. Acestea diferă în funcție de sarcina termică interioară și capacitatea pompei de căldură utilizate.

În funcție de aceste temperaturi în corelație cu temperatura din SCGO este extrasă sau introdusă o anumită cantitate de energie termică. Capacitatea termică a SCGO în funcție de cedarea sau preluarea căldurii afectează în funcționare sistemul de PCCS. Temperatura la ieșirea din SCGO rezultată experimental reprezintă temperatura denumită „retur SCGO” în capitolul rezultatelor experimentale. Aceasta reprezintă temperatura măsurată la ieșirea din SCGO, înainte de intrarea agentului în vasul de stocare solar.

În Figura 8.2 sunt prezentate rezultatele temperaturii la ieșirea din SCGO pentru fiecare metodă utilizată. Se observă că temperatura rezultată din măsurători are variații mai frecvente. Acestea sunt datorate faptului că măsurarea s-a realizat la intervale de 5 minute, iar simularea s-a realizat la intervale de câte o zi.

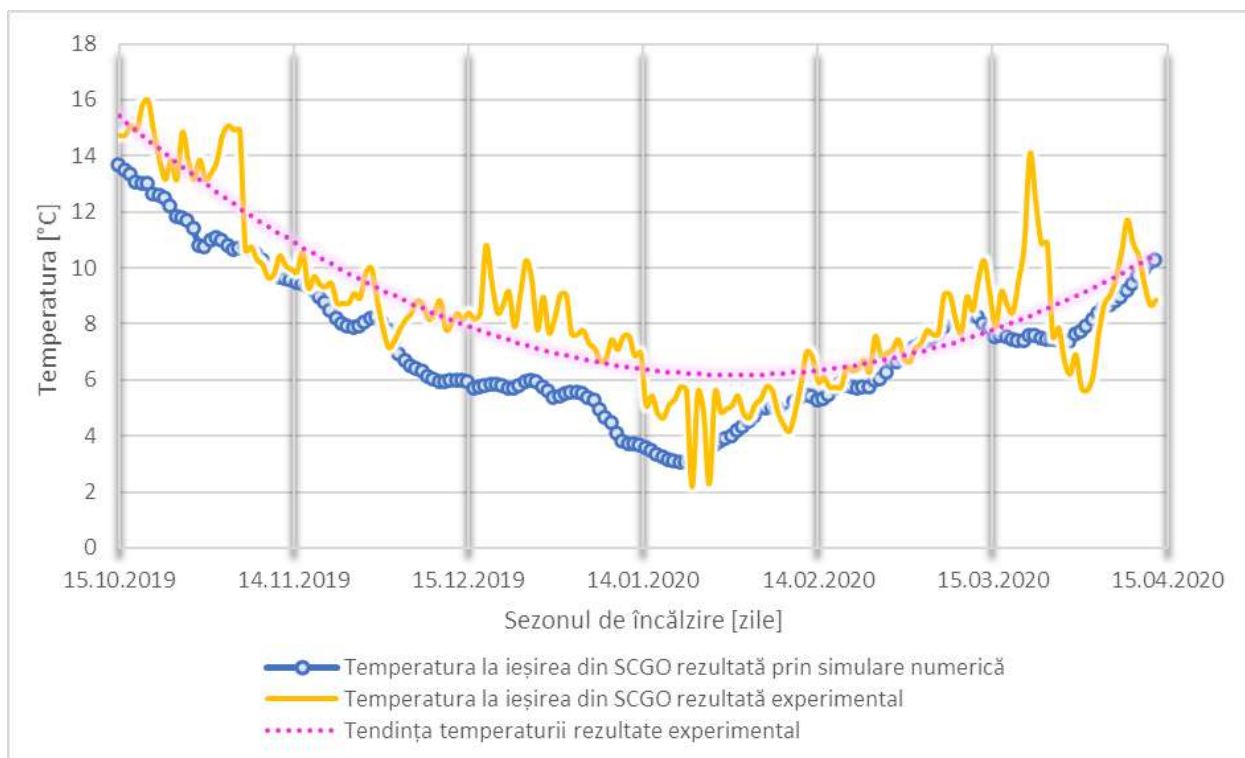


Fig. 8.2. – Temperatura agentului termic la ieșirea din SCGO rezultată din cele două metode utilizate, pentru sezonul de încălzire 2019–2020, împreună cu tendința temperaturii rezultate experimental

Diferența cea mai mare dintre rezultatele temperaturilor agentului termic la ieșirea din SCGO între cele două metode a fost de $6,52^{\circ}\text{C}$, iar de regulă se observă o diferență mai mare cu aproximativ 1°C . Acest lucru este în mare parte datorat faptului că în cadrul experimentului temperatura agentului termic la ieșirea din SCGO nu a fost măsurată exact la intrarea în clădire, ci în laborator, după ce agentul termic trece prin conducta care traversează spațiul centralei termice.

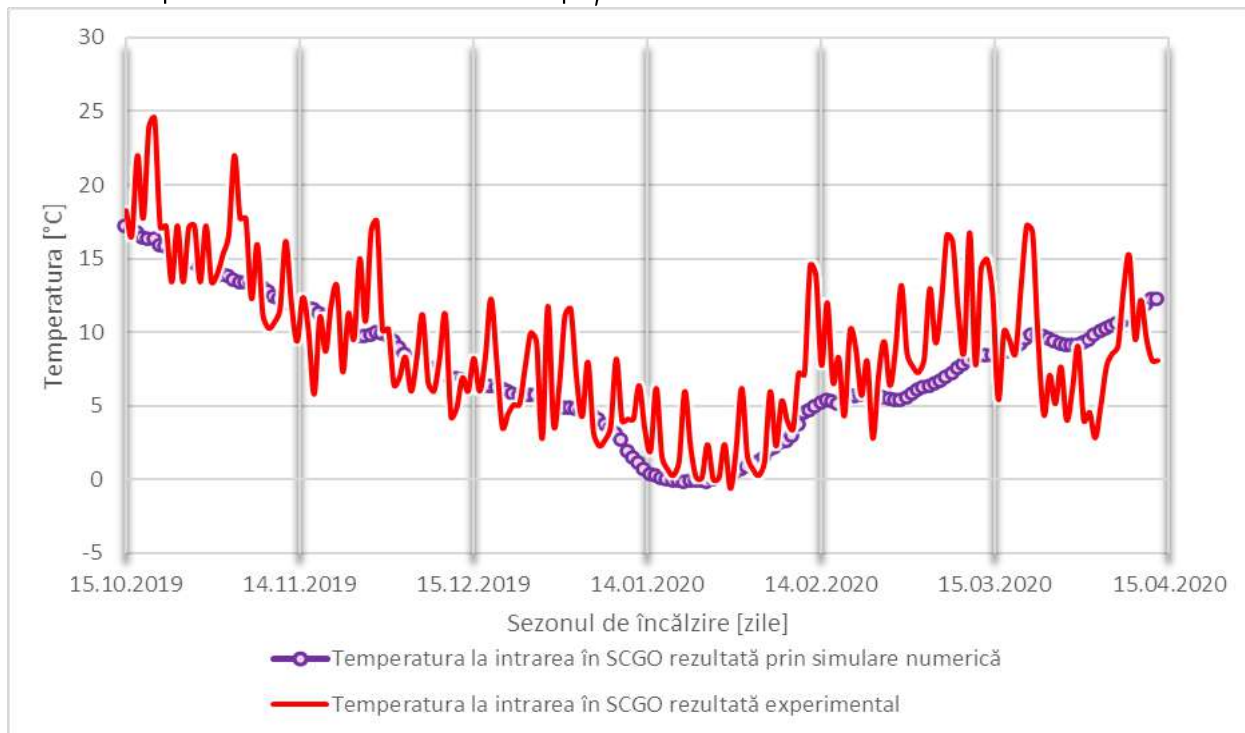


Fig. 8.3. – Temperatura agentului termic la intrarea în SCGO rezultată din cele două metode utilizate, pentru sezonul de încălzire 2019–2020

Temperatura agentului termic la intrarea în SCGO a fost măsurată de asemenea în laborator, aceasta corespunzând turului pompei de căldură. În Figura 8.3 sunt prezentate rezultatele celor două metode utilizate pentru temperatura agentului termic la intrarea în SCGO. Se observă că valorile sunt mult mai apropiate decât cele ale temperaturii la ieșirea din SCGO din Figura 8.2.

De asemenea, temperatura de intrare în SCGO obținută din măsurători are variații mai mari decât cea rezultată din simulare, aceasta fiind măsurată tot la intervale de 5 minute la fel ca temperatura de ieșire din SCGO. Cu toate acestea, media generală și tendința de evoluție a acestei temperaturi pe perioada sezonului de încălzire rezultată din simularea numerică este foarte apropiată de cea rezultată din măsurătorile experimentale.

Minimul acestora este atins în aceeași perioadă de 26-27 ianuarie, având valorile de $-0,59^{\circ}\text{C}$, rezultată din măsurătorile experimentale, și $-0,15^{\circ}\text{C}$, rezultată din simularea numerică a fenomenelor de transfer de căldură în interiorul SCGO.

8.1.3 Analiza comparativă a bilanțului energetic al SCGO

Bilanțul energetic al SCGO este caracterizat în special de sarcina termică interioară și este reprezentat de diferența dintre energia termică introdusă și energia termică extrasă din sol, în timpul funcționării, pe o perioadă determinată.

În Figura 8.4 sunt reprezentate valorile rezultate din cele două metode utilizate ale energiei termice introdusă și extrasă din SCGO pe perioada sezonului de încălzire 2019-2020. Se observă în grafic faptul că există două perioade de extragere a energiei din SCGO în cazul ambelor seturi de rezultate. Una predominantă, în cea mai rece perioadă din sezon, în luna ianuarie, iar cea de-a doua în luna martie. În afară de aceste două, în restul timpului s-a introdus mai multă energie termică în SCGO decât a fost extrasă.

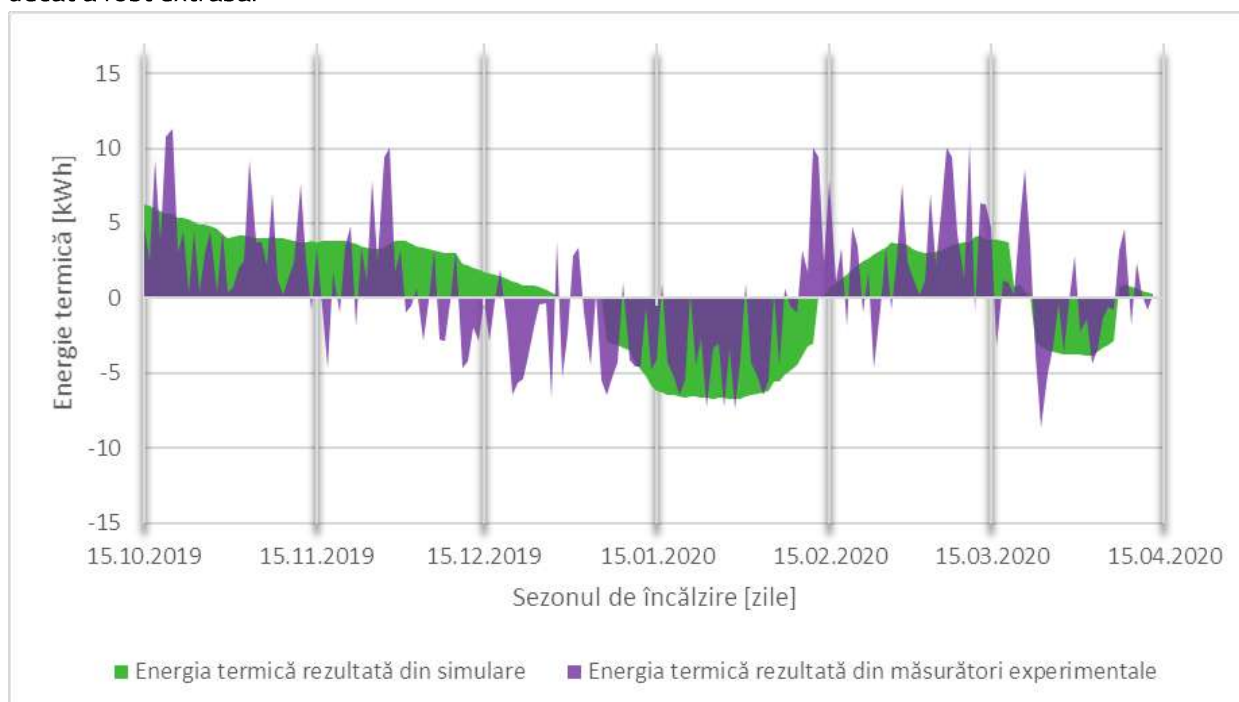


Fig. 8.4. – Energia termică vehiculată în SCGO rezultată din cele două metode utilizate, pentru sezonul de încălzire 2019-2020

8.1.4 Analiza comparativă a temperaturii din SCGO prin eliminarea sursei auxiliare solare și reziduale (din subsol) de căldură

În cadrul capitolului 7 s-a realizat, de altfel, simularea numerică pentru trei cazuri de funcționare diferite. În primul s-a eliminat subsolul încălzit și a fost considerat un spațiu neîncălzit. În al doilea s-a eliminat sursa de energie solară, dar s-a menținut subsolul încălzit. În al treilea, cel mai defavorabil, s-au eliminat ambele surse de energie termică.

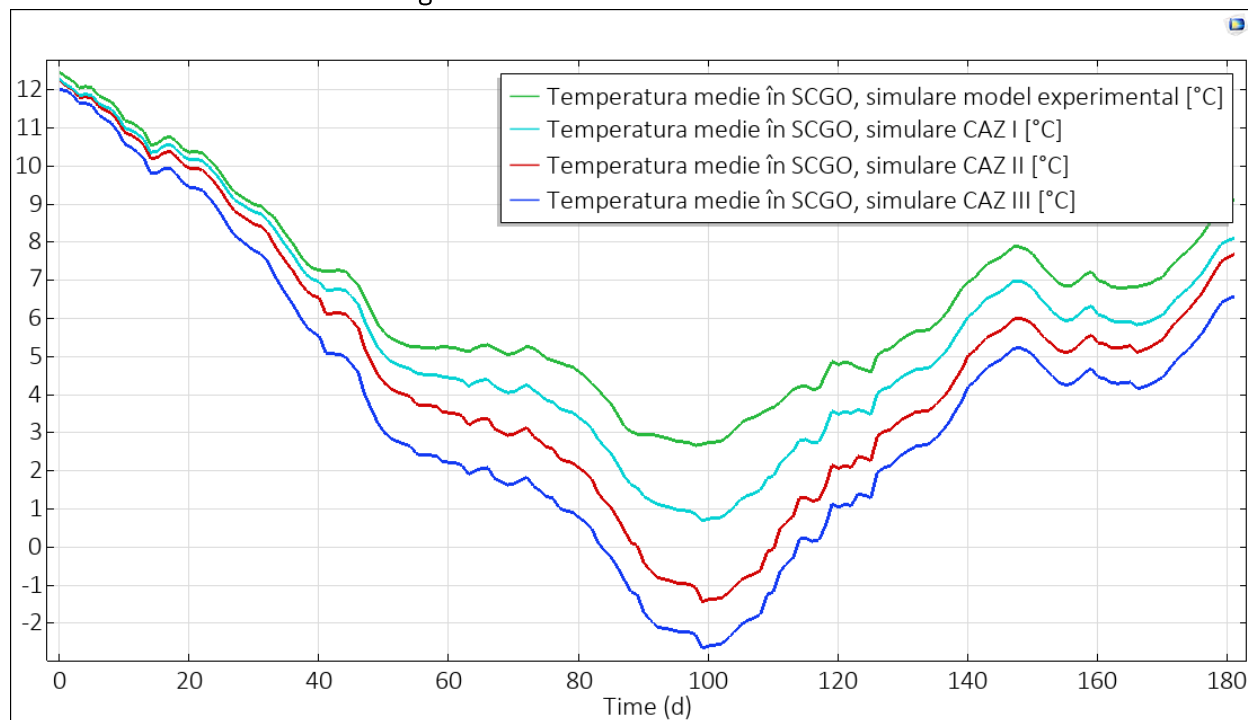


Fig. 8.5. – Temperatura medie în SCGO pentru simularea sistemului experimental și cele trei scenarii de funcționare simulate

În urma simulărilor rezultatele obținute au dovedit că temperatura medie în SCGO scade în urma eliminării unei surse de căldură, iar solul îngheață pentru o perioadă mai mare de timp. În Figura 8.5 sunt reprezentate temperaturile medii în interiorul SCGO la adâncimea de 1,2m pentru simularea sistemului experimental, împreună cu rezultatele în urma simulării celor trei cazuri de funcționare.

Se observă în Figura 8.5 faptul că o dată cu eliminarea unei surse de căldură temperatura medie în SCGO scade. Către sfârșitul sezonului de încălzire diferența de temperatură este mai mare decât la începutul sezonului. Acest aspect dovedește faptul că sursele de căldură auxiliare contribuie semnificativ la menținerea unei temperaturi mai ridicate în SCGO pe parcursul sezonului de încălzire.

Interesant de observat este faptul că perioada în care solul este înghețat, la adâncimea de 1,2m, pentru cazul simulării sistemului experimental și pentru cazul subsolului neîncălzit, nu există. Pentru cazul II, însă, perioada de îngheț este de aproximativ 20 de zile în perioada cea mai rece. Pentru cazul III, perioada de îngheț rezultată din simulare este cea mai mare, de aproximativ 35 de zile. Din acest punct de vedere se poate concluziona că sursele de căldură auxiliare, fie subsoluri încălzite, fie sisteme de asistare auxiliare solare, reduc perioada de îngheț a solului pe parcursul sezonului de încălzire. În cazuri specifice, ca cel studiat în cadrul acestei teze, elimină cu totul perioada de îngheț al solului la adâncimea de montaj a SCGO, respectiv 1,2m.

8.2 Concluziile capitolului

Avantajul major pe care îl oferă sistemul experimental constă în veridicitatea măsurărilor, fiind posibilă observarea reală a fenomenelor de transfer de căldură din sol. Costurile de investiție însă sunt mari, iar timpii de execuție și de înregistrare a datelor sunt foarte mari. Simularea numerică pe computer, pe de altă parte, prezintă cel mai mare avantaj în abilitatea de a modela sisteme complexe, cu grad ridicat de detaliere în termen relativ scurt. Rezultatele acestor două metode utilizate conduc la atingerea scopului acestei teze, prin înțelegerea fenomenelor și posibilitatea optimizării parametrilor esențiali în funcționare.

În urma analizei comparative prezentate se observă că pentru temperatura medie din SCGO, temperatura pe tur și retur în SCGO diferențele sunt mici. Între cele trei metode utilizate, diferențele de temperatură sunt sub 1°C în majoritatea cazurilor.

În urma analizei comparative asupra temperaturii medii în SCGO pentru cazul experimental și cele trei cazuri simulate s-au observat următoarele:

- pentru simularea sistemului experimental cazul I (subsol neîncălzit) solul nu îngheață pe întregimea sezonului de încălzire, la adâncimea de 1,2m;
- pentru cazul II de simulare (fără asistare solară) perioada de îngheț este de aproximativ 20 de zile în perioada cea mai rece;
- pentru cazul III de simulare (fără surse auxiliare de căldură) perioada de îngheț rezultată din simulare este cea mai mare, de aproximativ 35 de zile.

În concluzie, sursele de căldură auxiliare reduc perioada de îngheț a solului în care este montat SCGO pe parcursul sezonului de încălzire. În anumite situații, după cum ar fi și situația experimentului din cadrul acestei teze, perioada de îngheț la adâncimea de montaj a conductelor este eliminată complet.

O alta concluzie importantă este scăderea temperaturii medii în SCGO în funcție de sursele auxiliare de căldură. Scăderea și creșterea temperaturii este graduală comparativ cu cazul experimental, iar maximul se atinge în perioada cea mai rece. Diferențele între cazurile simulate și cazul experimental ale temperaturii medii în SCGO sunt următoarele:

- în cazul I al simulării numerice, s-a constatat că temperatura medie în SCGO pe parcursul sezonului de încălzire a scăzut cu aproximativ 1°C ;
- în cazul II al simulării numerice temperatura în SCGO scade cu aproximativ 2°C , iar acest aspect scurtează cu aproximativ două săptămâni sezonul de încălzire;
- în cazul III al simulării numerice, temperatura medie în SCGO a scăzut cu aproximativ $3,5^{\circ}\text{C}$; în cazurile extreme, în perioada cea mai rece, diferența de temperatură ajunge până la $6,5^{\circ}\text{C}$.

* * *

~ CAPITOLUL 9 ~

CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

9.1 Concluzii generale

Prezenta teză de doctorat prezintă investigații experimentale, de simulare numerică și de modelare fizico-matematică a sistemului de pompă de căldură cuplată la sol și asistată solar, având sursa primară solul în care s-a montat un schimbător de căldură geotermic orizontal (SCGO). Scopul tezei constă în optimizarea energetică a SCGO, precum și analiza performanțelor în timpul funcționării a sistemului în tandem cu sursele auxiliare utilizate.

Studiul pe care l-am efectuat a constat în elaborarea unei strategii de optimizare a sistemelor de pompă de căldură cu schimbătoare de căldură geotermice orizontale, realizând un studiu multi-criterial. Pe baza deciziilor rezultate din strategia de optimizare am realizat un sistem experimental de pompă de căldură cuplată la sol și asistată solar. Acest sistem utilizează un schimbător de căldură geotermic orizontal ca sursă primară de căldură, două surse auxiliare solare și sursa reziduală de căldură a subsolului clădirii. Preluarea energiei termice de la sursa solară se realizează cu un panou solar termic cu tuburi vidate care asistă cu energie termică sistemul de pompă de căldură, fie direct la pompă fie prin introducerea energiei termice în SCGO. Preluarea energiei solare și convertirea ei în energie electrică se realizează cu două panouri solare fotovoltaice care asistă cu energie electrică sistemul, prin utilizarea unui cablu încălzitor montat pe conducta din SCGO îngropată în sol. Pe baza sistemului experimental am analizat rezultatele obținute din măsurători și am dezvoltat un model tridimensional de simulare numerică cu un software specializat care utilizează modele fizico-matematice bazate pe metoda elementului finit. În final, am realizat analiza comparativă a tuturor rezultatelor și metodelor utilizate în cadrul tezei de doctorat. Acestea au condus la o serie de concluzii și observații pe care le prezint în continuare:

- parametrii de proiectare influențează cu ponderi diferite performanțele termotehnice ale SCGO. Diametrul conductei și pasul de montaj al acesteia au cel mai mare impact, urmate de temperatura agentului termic și suprafața de colectare a SCGO. Influența nesemnificativă o reprezintă adâncimea de montaj pentru intervalul de montaj 1-3m adâncime;
- optimizarea multicriterială reprezintă o abordare mai bună de optimizare comparativ cu optimizarea după un singur criteriu, deoarece îmbunătățirea unui parametru conduce la înrăutățirea altuia. Doar printr-o abordare multicriterială se poate găsi optimul în funcționare;
- introducerea energiei termice solare în SCGO contribuie substanțial la menținerea temperaturii în sol, la valorile temperaturii solului referință, neafectat de SCGO, pentru o perioadă mai lungă de timp. Astfel se scurtează perioada de răcire extremă a solului din jurul SCGO;
- temperatura corectată exterioară în cazurile în care se aplică, are cel mai important rol în bilanțul termic al SCGO, deoarece temperatura solului la suprafață prezintă variații mari provenite în special din cauza temperaturii exterioare;

- prin utilizarea surselor auxiliare solare, introducerea energiei termice în sol se realizează în intervale scurte de timp, de câteva ore, alternând cu extragerea energiei termice din sol în intervale scurte de timp;
- utilizarea și compararea celor două surse de asistare solară, termică și fotovoltaică, a permis observarea faptului că din totalul de energie produsă de acestea doar 11% a fost produsă cu panourile fotovoltaice pe perioada sezonului rece, restul de 89% a fost produsă de către panoul solar termic;
- din totalul de energie termică produsă de panoul solar termic aproximativ 72% s-a utilizat direct de pompa de căldură în funcționare. Restul s-a introdus în sol în momentele în care pompa de căldură nu se afla în funcțiune;
- influența spațiului încălzit din subsolul adiacent solului în care s-a montat SCGO a fost calculată cu normativul SR EN ISO 13370/2017, rezultând 122,76 kWh/sezon de încălzire. S-a constatat că subsolul a acționat ca o a treia sursă de energie termică auxiliară (reziduală), ajutând sistemul de pompă de căldură. Acest aspect a dovedit faptul că amplasarea SCGO în proximitatea subsolului contribuie pozitiv la reducerea consumului de energie a clădirii;
- impactul cel mai mare asupra căldurii reziduale pierdute de subsol îl are gradul de izolare a pereților și pardoselii și mai puțin temperatura interioară, deși și aceasta are o contribuție semnificativă;
- prin simularea numerică a sistemului experimental, s-au calibrat rezultatele obținute din măsurători, valorile rezultate fiind foarte apropiate celor înregistrate, de sub 1°C de cele mai multe ori;
- în cazul I al simulării numerice, în care subsolul s-a considerat a fi neîncălzit, s-a constatat că temperatura medie în SCGO pe parcursul sezonului de încălzire a scăzut cu aproximativ 1°C. Această scădere este treptată, atingând minimum în perioada cea mai rece a sezonului;
- în cazul II al simulării numerice, s-a considerat funcționarea sistemului experimental fără sistemele de asistare solară, valorile rezultate arătând că temperatura în SCGO scade cu aproximativ 2°C în contextul neutilizării sistemelor de asistare solară, acestea scurtând cu aproximativ două săptămâni sezonul de încălzire;
- în cazul III al simulării numerice, s-a considerat un subsol neîncălzit și funcționarea sistemului experimental fără sistemele de asistare solară, deci cazul cel mai defavorabil sau echivalentul unui sistem de PCCS uzual. Rezultatele obținute au dovedit importanța utilizării sistemelor auxiliare, cât și a instalării SCGO în proximitatea subsolurilor încălzite. Temperatura medie în SCGO a rezultat cu aproximativ 3,5°C mai scăzută decât în cazul contrar. În cazurile extreme, în perioada cea mai rece, diferența de temperatură ajunge până la 6,5°C;
- utilizarea pe scară largă a sistemelor auxiliare solare de asistare a pompelor de căldură reprezintă o metodă foarte eficientă și prietenoasă cu mediul înconjurător de optimizare a SCGO. Aceasta contribuie la scăderea semnificativă a cererii de energie electrică și de gaze naturale. Prin urmare, contribuie semnificativ la scăderea emisiilor de gaze cu efect de seră în atmosferă;
- utilizarea căldurii reziduale provenită de la subsolurile încălzite contribuie semnificativ la prevenirea înghețului solului din jurul SCGO în perioada de vârf a sezonului de încălzire. Poziționarea SCGO lângă zidul acestora trebuie luată în calcul în faza de proiectare;

- energia termică provenită de la sursa solară se utilizează mai eficient direct la pompa de căldură decât prin introducerea ei în sol. Acest aspect apare deoarece la suprafața solului căldura se pierde către mediul exterior. Pe de altă parte, energia termică reziduală provenită din subsol se pierde către exterior și deci aceasta se poate utiliza direct de SCGO prin poziționarea lângă subsol a acestuia.

9.2 Contribuții personale

În procesul de elaborare a acestei teze am realizat un studiu științific asupra sistemelor de pompă de căldură cuplate la sol și asistate solar, în special a schimbătoarelor de căldură geotermice orizontale ale acestora. Acesta a constat în identificarea elementelor teoretice din literatura de specialitate, realizarea strategiei de optimizare pe baza căruia am realizat sistemul experimental și, nu în ultimul rând, realizarea modelului virtual de simulare numerică pentru calibrarea și analizarea altor cazuri de funcționare a sistemului. Contribuțiile personale ale cercetării realizate în această teză privind optimizarea schimbătoarelor de căldură geotermice orizontale din cadrul sistemelor de pompă de căldură sunt următoarele:

- analiza critică a stadiului actual al cercetărilor teoretice și experimentale din domeniu pe care am realizat-o, având ca obiect de investigație optimizarea schimbătoarelor de căldură geotermice orizontale;
- evaluarea prin calcul a câmpului de temperaturi din interiorul solului în care se montează schimbătoarele de căldură geotermice orizontale. Pentru acestea am realizat un model matematic al ecuației de transfer termic cu ajutorul metodei diferențelor finite;
- elaborarea algoritmului și programului de calcul, în mediul de programare MATLAB (Anexa 1), cu care am determinat câmpul de temperaturi ale unui SCGO pentru două situații distincte, de introducere și de extragere a energiei termice;
- am elaborat o strategie de optimizare multicriterială, în care am stabilit parametrii importanți în proiectarea și funcționarea sistemelor de pompă de căldură. Am utilizat două criterii de optimizare: criteriul numărului de generare a entropiei (NGE), cu care am stabilit punctul optim în funcție de ireversibilitatea termică și criteriul coeficientului de performanță (COP), cu care am stabilit punctele optime în funcție de diametrul conductei și de eficiența în funcționare a sistemului;
- rezultatele strategiei de optimizare au contribuit la procesul decizional prin care am ales, ca metodă de optimizare energetică a schimbătorului de căldură geotermic orizontal, utilizarea surselor auxiliare de căldură;
- am ales două surse auxiliare solare: o sursă solară termică și o sursă solară fotovoltaică, care să asiste din punct de vedere termic întregul sistem, în principal prin contribuirea în bilanțul termic al schimbătorului de căldură geotermic orizontal;
- de asemenea, am ales ca SCGO să fie poziționat lângă zidul subsolului unde se află centrala termică, pentru utilizarea energiei reziduale provenite de la subsol. Această sursă este a treia sursă de căldură a sistemului experimental;
- am proiectat și realizat sistemul experimental pentru a observa sistemul în funcționare, utilizând o pompă de căldură de putere mică de tipul aer-apă, un schimbător de căldură geotermic orizontal cu suprafața de 25m², două sisteme auxiliare de asistare solară, împreună

cu toate instalațiile ce fac legătura între acestea. Pentru buna funcționare a sistemului experimental am realizat un sistem de automatizare și un sistem de achiziție date. Acest sistem experimental l-am realizat în cadrul laboratorului de Pompe de Căldură al Facultății de Construcții din cadrul Universității Transilvania din Brașov;

- în cadrul experimentului am măsurat: temperatura exterioară, temperatura în sol în cadrul SCGO cu 18 traductori de temperatură, temperatura agentului termic în cinci zone de importanță majoră și în interiorul vasului de stocare solar;
- pe baza sistemului experimental, am realizat un model virtual tridimensional de simulare numerică al SCGO în software-ul COMSOL Multiphysics. Pentru acesta am stabilit condițiile la limită și rețeaua de discretizare și am simulat funcționarea sistemului experimental în regim nestaționar;
- pe baza rezultatelor obținute din simularea numerică s-au calibrat rezultatele obținute experimental în urma analizei comparative. De cele mai multe ori diferențele valorilor rezultate ale temperaturilor din sistemul de pompă de căldură asistată solar au fost sub 1°C ;
- pe baza modelului virtual tridimensional am realizat simularea numerică pentru trei cazuri diferite, cu scopul de a analiza funcționarea sistemului fără sursele de căldură auxiliare și reziduale:
 - cazul I – în care subsolul încălzit s-a considerat subsol neîncălzit, în urma căruia am constatat că temperatura medie în interiorul solului a scăzut cu aproximativ 1°C pe perioada sezonului de încălzire, comparativ cu simularea inițială a sistemului experimental;
 - cazul II – în care s-a considerat că sistemul nu este asistat solar, deci nu se introduce energie termică în sol, în urma căruia am constatat că temperatura medie în interiorul solului a scăzut cu aproximativ 2°C pe perioada sezonului de încălzire, comparativ cu simularea inițială a sistemului experimental;
 - cazul III – în care s-a considerat că sistemul nu este asistat solar, iar subsolul este neîncălzit, în urma căruia am constatat că temperatura medie în interiorul solului a scăzut cu aproximativ $3,5^{\circ}\text{C}$ pe perioada sezonului de încălzire, comparativ cu simularea inițială a sistemului experimental;
- am realizat o analiză comparativă critică a rezultatelor obținute în cadrul acestei lucrări și a metodelor utilizate. Am constatat că metoda experimentală are avantajul major al veridicității măsurătorilor, fiind posibilă observarea reală a fenomenelor de transfer de căldură din sol. Costurile de investiție, însă, sunt mari, iar timpii de execuție și de înregistrare a datelor sunt foarte mari. De asemenea, am constatat că simularea numerică pe computer prezintă cel mai mare avantaj în abilitatea de a modela sisteme virtuale complexe, cu grad ridicat de detaliere în termen relativ scurt;
- în perioada de elaborare a acestei teze de doctorat am proiectat o serie de sisteme de pompă de căldură cuplate la sol și asistate solar în diferite configurații. Acestea au fost realizate în special în domeniul rezidențial pentru case unifamiliale. Am contribuit activ la implementarea și răspândirea acestor tipuri de sisteme eficiente energetic și prietenoase cu mediul înconjurător. În urma implementării acestora am constatat rezultate similare;
- o parte din rezultatele experimentale obținute în urma cercetărilor au fost publicate în 11 articole. Dintre acestea, 5 au fost publicate în proceedings-ul ISI al conferinței SGEM (3 autor principal și 2 co-autor), 3 au fost publicate în proceedings-ul conferinței CIBv și 3 au fost

publicate în Revista de Instalații a Asociației de Ingineri de Instalații din România. De asemenea, 1 alt articol este în analiză la recenzori pentru publicare în jurnal ISI de specialitate în domeniu.

9.3 Perspective de dezvoltare ulterioară

Cercetările realizate în cadrul acestei teze de doctorat deschid perspective de dezvoltare în viitor a mai multor subiecte importante, din care menționez:

- extinderea cercetărilor sistemelor de pompă de căldură cuplate la sol și asistate solar la pompe de căldură cu puteri medii și mari;
- studierea răcirii pasive prin utilizarea panourilor solare termice cu colectori plani în detrimentul panourilor solare termice cu tuburi vidate pentru sezonul de răcire. Scopul principal a fost extragerea pe timp de noapte a căldurii din SCGO;
- analizarea eficienței sistemelor de pompă de căldură cuplată la sol și asistată solar de către panouri solare hibrid, care să funcționeze ca o sursă dublă de energie solară;
- studierea și dezvoltarea unei modalități de control inteligent a sistemului solar fotovoltaic. Scopul acestuia trebuie să fie distribuirea inteligentă a energiei electrice în sistemul de pompă de căldură cuplată la sol pentru reducerea consumului de energie și implicit a emisiilor de GES;
- studierea experimentală a influenței subsolurilor încălzite și neîncălzite, cât și a clădirilor fără subsol asupra comportamentului schimbătoarelor de căldură geotermice orizontale care sunt montate în proximitatea sau direct sub clădiri;
- extinderea cercetărilor asupra schimbătoarelor de căldură geotermice orizontale în sisteme de pompe de căldură cuplate la sol și asistate solar prin modificarea adâncimii de montaj la suprafața solului a acestora;
- studierea performanțelor energetice în comparație cu impactul financiar asupra instalării schimbătoarelor de căldură geotermice orizontal la adâncimi mari, de 7-10m, sau la adâncimile la care variația temperaturii solului scade considerabil.

* * *

BIBLIOGRAFIE

- [1] Al-Ameen Y., Ianakiev A., Evans R., *Thermal performance of a solar assisted horizontal ground heat exchanger*, Energy Elsevier Ltd, 2017, 140, pp. 1216–1227. doi: 10.1016/j.energy.2017.08.091.
- [2] Allen R.G., Pereira L.S., Raes D., Smith M., *Crop evapotranspiration-Guidelines for computing crop water requirements. FAO Irrigation and drainage paper 56*, Food and Agriculture Organization of the United Nations, Rome, 1998.
- [3] American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *ASHRAE Handbook - HVAC Applications*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2011.
- [4] Aresti L., Christodoulides P., Florides G., *A review of the design aspects of ground heat exchangers*, Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier Ltd, 2018, 92(May), pp. 757–773. doi: 10.1016/j.rser.2018.04.053.
- [5] Atwan A. F., Kasim N. K., Shneishil A. H., *Calculation of Underground Soil Temperature for the Installation of Ground Heat Exchange Systems in Baghdad*, The 20th scientific conference of college of Education, Al-Mustansiriyah University, 2013, May, 942–951.
- [6] Banks D., *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling*, An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling, John Wiley & Sons Ltd, 2012, doi: 10.1002/9781118447512.
- [7] Bao X., Memon S., Yang H., Dong Z., Cui H., *Thermal Properties of Cement-Based Composites for Geothermal Energy Applications*, Materials, 2017, doi: 10.3390/ma10050462.
- [8] Bertram E., *Solar assisted heat pump systems with ground heat exchanger-simulation studies*, Energy Procedia. Elsevier B.V., 2014, 48, pp. 505–514. doi: 10.1016/j.egypro.2014.02.060.
- [9] Bezyan B., Porkhial S., Mehrizi A. A., *3-D simulation of heat transfer rate in geothermal pile-foundation heat exchangers with spiral pipe configuration*, Applied Thermal Engineering. Elsevier Ltd, 2015, 87, pp. 655–668. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.05.051.
- [10] Bhatia S. C., *Stand-Alone Photovoltaic Systems*, Advanced Renewable Energy Systems, 2014.
- [11] Boian I., *Dezvoltarea durabilă. Instalații pentru construcții bazate pe energie regenerabilă*, Editura Universitatea Transilvania Brașov, 2017.
- [12] Boian I., Dragomir G., *Eficienta pompelor de căldură și emisiile de dioxid de carbon*, Conferința Instalații pentru Construcții și Confort Ambiental, Ediția a XXI-a Timișoara, 2012.
- [13] Boian I., Chiriac F., *Pompe de căldură*, Editura Matrix București, 2013.
- [14] Boian I., *Transfer de căldură și masă*, Editura Universitatea Transilvania Brașov, 2003.
- [15] Bolocan S.I., *Îmbunătățirea eficienței energetice a mașinii frigorifice cu absorbție NH₃-H₂O cu putere mică*, Teză de Doctorat; Universitatea Transilvania din Brașov, 2015.
- [16] Brandl, H., *Energy foundations and other thermo-active ground structures*, Géotechnique. ICE Publishing, 2006, 56(2), pp. 81–122. doi: 10.1680/geot.2006.56.2.81.
- [17] Brezeanu A.I., *Abordarea integrată a sistemelor de pompe de căldură pentru atingerea nivelului nZEB*, Teză de Doctorat; Universitatea 'Transilvania' din Brașov, 2017.

- [18] Brezeanu A.I., Dragomir G., Horneț M., Năstac D. C., Iordan N., Boieriu L., The usage of Earth's natural potential for cooling and heating in industrial building, *Sustainable Energy in the Built Environment – Steps Towards nZEB*, 2014.
- [19] Brezeanu A.I., Șerban A., Năstase G., Dragomir G., **Bulmez A.M.**, *The potential of heat pump systems in greenhouse gas emission savings*, 17th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM, 2017, p. 5593.
- [20] **Bulmez A.M.**, Bucur I., Posea G., *Fossil fuel in contrast with renewables in romania*, 18th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM, 2018, Albena, pp. 2–4.
- [21] **Bulmez A.M.**, Iordan N.F., *Influence of climate changes on sewerage metal water installations*, 18th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM, 2018, Albena.
- [22] **Bulmez A.M.**, Ciofoaia V., *Romania's potential for reducing greenhouse gas emissions by improving energy production and consumption processes based on renewable energy*, 18th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM, 2018, Albena. doi: 105593.
- [23] **Bulmez A.M.**, Ciofoaia V. – *Greenhouse gas emissions reduction through the growth of the thermal insulation of buildings and the use of heat pumps* – Bulletin of the Transilvania University of Brașov, International Scientific Conferente CIBv, 2017, ISSN 2065–2119.
- [24] **Bulmez A.M.**, Ciofoaia V., Dragomir G., Brezeanu A.I., Năstase G. – *Stadiul actual în optimizarea schimbătoarelor de căldură geotermice* – Lucrările conferinței tehnico-științifice Instalații pentru Construcții. Energie, eficiență, confort. Editura Matrix-Rom, București, 2018
- [25] **Bulmez A.M.**, Ciofoaia V., Dragomir G., Brezeanu A.I., Năstase G. – *Stadiul actual în asistarea solară a pompelor de căldură cuplate la sol* – Lucrările conferinței tehnico-științifice Instalații pentru Construcții. Energie, eficiență, confort. Editura Matrix-Rom, București, 2018.
- [26] **Bulmez A.M.**, Ciofoaia V., Dragomir G., Brezeanu A.I., Năstase G.– *Încălzirea globală antropogenă - cea mai periculoasă din istoria Terrei* – Lucrările conferinței tehnico-științifice Instalații pentru Construcții. Energie, eficiență, confort. Editura Matrix-Rom, București, 2019.
- [27] **Bulmez A.M.**, Ciofoaia V., Pleșcan C., Bolocan S.I., Șerban A. – *Multi-Criteria optimization for a residential horizontal ground heat exchanger* – Bulletin of the Transilvania University of Brașov, International Scientific Conferente CIBv, 2020.
- [28] **Bulmez A.M.**, Ciofoaia V., Boian I. – *Investigation of HGHE near building basement – a case study* – Bulletin of the Transilvania University of Brașov, International Scientific Conferente CIBv, 2020.
- [29] Carslaw H. S., Jaeger J. C., *Conduction of Heat in Solids - second edition*. Clarendon Press PP - Oxford, 1986.
- [30] Cazacu I., *Utilizarea formelor de energie regenerabile în sisteme echipate cu pompe de căldură*. Teză de Doctorat; Universitatea tehnică 'Gheorghe Asachi' din Iași, 2016.
- [31] Chiasson A. D., *Modeling horizontal ground heat exchangers in geothermal heat pump systems*, COMSOL Conference, 2010.
- [32] Chiasson A.D., Yavuzturk C., *Simulation of Hybrid Solar-Geothermal Heat Pump Systems*, Proceedings of 39th Stanford Geothermal Workshop, 2014, (ii), pp. 1–8.
- [33] Chow T.T., *A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology*, Applied Energy, 2010, 87(2), pp. 365–379. doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.06.037>.

- [34] Chua K.J., Chou S. K., Yang W.M., *Advances in heat pump systems: A review*, Applied Energy, 2010, 87(12), pp. 3611–3624. doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.06.014>.
- [35] Ciofoaia V., Dogaru F., Botiș M., Curtu I., *Metoda elementelor finite*, Editura Info Marchet. Brașov, 2001.
- [36] Cîrstolovean I.L., Boieriu L.M., *Numerical modelling of the thermal release of the radiation heating system - heated concrete*, Jurnal of Applied Engineering Sciences, University of Oradea, 2014, 4 (17)(1).
- [37] Cîrstolovean I.L., Horneț M., Dragomir G., *The heat pump soil - water efficiency design for a Research Laboratory of the Transilvania University of Brașov - Study Case Recent Advances in Environmental Science*, Lemesos, Cyprus, 2013.
- [38] Congedo P. M., Colangelo G., Starace G., *CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations*, Applied Thermal Engineering, 2011, 33–34, pp. 24–32. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.005>.
- [39] Crank J., Nicolson P., *A practical method for numerical evaluation of solutions of partial differential equations of the heat-conduction type*, Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society. 2008/10/24. Cambridge University Press, 1947, 43(1), pp. 50–67. doi: DOI: 10.1017/S0305004100023197.
- [40] Cui P., Man Y., Fang Z., *Geothermal Heat Pumps*, Handbook of Clean Energy Systems, 2014, (i), pp. 1–22. doi: 10.1002/9781118991978.hces041.
- [41] Cuny M., Lapertot A., Lin J., Kadoch B., Le Metayer O., *Multi-criteria optimization of an earth-air heat exchanger for different French climates*, Renewable Energy. Elsevier Ltd., 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.04.115.
- [42] Desmedt J., Bael J., Hoes H., Robeyn N., *Experimental performance of borehole heat exchangers and grouting materials for ground source heat pumps*, International Journal of Energy Research, 2012, doi: 10.1002/er.1898.
- [43] Di A., Loveridge F., Piemontese M., Barla M., *Geomechanics for Energy and the Environment The role of ground conditions on the heat exchange potential of energy walls*, Geomechanics for Energy and the Environment. Elsevier Ltd, 2020, p. 100199. doi: 10.1016/j.gete.2020.100199.
- [44] DiCarlo A.A., Videchak C.E., Caldwell R.A., *Optimization of spatially distributed soil conductivities for horizontal ground heat exchangers*, Applied Thermal Engineering. Elsevier, 2020, 167(July 2019), p. 114793. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114793.
- [45] Djongyang N., Tchinda R., Njomo D., *Thermal comfort: A review paper*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(9), pp. 2626–2640. doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.040>.
- [46] Dragomir G., *Sisteme de încălzire/răcire prin radiație de joasă temperatură utilizând energia geotermală*. Teză de Doctorat; Universitatea Transilvania din Brașov, 2015.
- [47] Dragomir G., Brezeanu A.I., Ciofoaia V., *Experimental research on the temperature distribution of thermally activated building systems (TABS)*, Bulletin of the Transilvania University of Brașov, 2014, 7 (56).
- [48] Dragomir G., Fotă S., *Sisteme eficiente energetic de încălzire prin radiație de joasă temperatură la o clădire de tip laborator de cercetare utilizând energia regenerabilă situată în Brașov*, Conferința națională de instalații a 45-a ediție, 2010

- [49] Ehrgott M., *Multicriteria Optimization*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.
- [50] El-Din M.M.S., *On the heat flow into the ground*, *Renewable Energy*, 1999, 18(4), pp. 473–490. doi: [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(99\)00005-1](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(99)00005-1).
- [51] Emmi G., Zarrella A., De Carli M., *A heat pump coupled with photovoltaic thermal hybrid solar collectors: A case study of a multi-source energy system*, *Energy Conversion and Management*, 2017, 151, pp. 386–399. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.077>.
- [52] Eskilson P., *Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes*, University of Lund, Department of mathematical Physics, Lund, Sweden, 1987, p. 222. doi: ISBN 91-7900-298-6.
- [53] Feng X.B., Liu Q., He Y.L., *Numerical simulations of convection heat transfer in porous media using a cascaded lattice Boltzmann method*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 151, p. 119410. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119410>.
- [54] Fine J.P., Nguyen H.V., Friedman J., Leong W.H., Dworkin S.B., *A simplified ground thermal response model for analyzing solar-assisted ground source heat pump systems*, *Energy Conversion and Management*, 2018, pp. 276–290. doi: 10.1016/j.enconman.2018.03.060.
- [55] Florides G.A., Theofanous E., Iosif-Stylianou I., Tassou S., Christodoulides P., Zomeni Z., *Modeling and assessment of the efficiency of horizontal and vertical ground heat exchangers*, *Energy*, 2013, 58, pp. 655–663. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.053>.
- [56] Florides G.A., Kalogirou S., *Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications*, *Renewable Energy*, 2007, 32(15), pp. 2461–2478. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.014>.
- [57] Givoni B., Katz L., *Earth temperatures and underground buildings*, *Energy and Buildings*, 1985, 8(1), pp. 15–25. doi: [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(85\)90011-8](https://doi.org/10.1016/0378-7788(85)90011-8).
- [58] Goetzler W., Guernsey M., Kar R., *Research and Development Roadmap. Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps*, United States, 2012, doi: 10.2172/1219848.
- [59] Gwadera M., Larwa B., Kupiek K., *Undisturbed Ground Temperature – Different Methods of Determination*, *Sustainability*, 2017.
- [60] Han C., Yu X., *Feasibility of geothermal heat exchanger pile-based bridge deck snow melting system: A simulation based analysis*, *Renewable Energy*. Elsevier Ltd, 2017, 101, pp. 214–224. doi: 10.1016/j.renene.2016.08.062.
- [61] Hansen J., Sato M., *Regional climate change and national responsibilities*, *Environmental Research Letters*. IOP Publishing, 2016, 11(3). doi: 10.1088/1748-9326/11/3/034009.
- [62] Holman J.P., *Heat Transfer*, New York: McGraw-Hill, 2010.
- [63] Horneț M., Șerban A., Iordan, N.F., Bolocan S.I., Dragomir G., *Natural ventilation network design of an amphitheater*, *Jurnal BDI:Advances in Environment, Ecosystems and Sustainable Tourism Brașov*, 2013.
- [64] Huang S., Ma Z., Wang F., *A multi-objective design optimization strategy for vertical ground heat exchangers*, *Energy and Buildings*. Elsevier B.V., 2015, 87, pp. 233–242. doi: 10.1016/j.enbuild.2014.11.024.
- [65] Iordache F., *Termotehnica Construcțiilor*, Editura Matrix Rom, București, 2008.
- [66] Iordan N.F., Dragomir G., Brezeanu A.I., *Effects of global warming on the sizing of drainage networks*, *Bulletin of the Transilvania University of Brașov*, 2013, 7 (56).

- [67] Kayaci N., Demir H., Kanbur B., Ozgur Ş., Agra O., *Experimental and numerical investigation of ground heat exchangers in the building foundation*, 2018, pp. 162–176. doi: 10.1016/j.enconman.2019.03.032.
- [68] Kayaci N., Demir H., *Geothermics Comparative performance analysis of building foundation Ground heat exchanger*, Geothermics. Elsevier, 2020, p. 101710. doi: 10.1016/j.geothermics.2019.101710.
- [69] Khatry A.K., Sodha M.S., Malik M.A.S., *Periodic variation of ground temperature with depth*, Solar Energy, 1978, 20(5), pp. 425–427. doi: [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(78\)90161-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(78)90161-5).
- [70] Kim M.J., Lee S.R., Yoon S., Go G.H., *Thermal performance evaluation and parametric study of a horizontal ground heat exchanger*, Geothermics, 2016, 60, pp. 134–143. doi: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2015.12.009>.
- [71] Kjellsson E., Hellström G., Perers B., *Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings*, Energy, 2010, 35(6), pp. 2667–2673. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.04.011>.
- [72] Krarti M., Lopez-Alonzo C., Claridge D.E., Kreider J.K., *Analytical Model to Predict Annual Soil Surface Temperature Variation*, Journal of Solar Energy Engineering, 1995, 117(2), pp. 91–99. doi: 10.1115/1.2870881.
- [73] Kupiec K., Gwadera M., *Heat balance of horizontal ground heat exchangers*, Ecological Chemistry and Engineering S, 2018, 25(4), pp. 537–548. doi: 10.1515/eces-2018-0035.
- [74] Lämmle M., Oliva A., Hermann M., Kramer K., Kramer W., *PVT collector technologies in solar thermal systems: A systematic assessment of electrical and thermal yields with the novel characteristic temperature approach*, Solar Energy, 2017, 155, pp. 867–879. doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.07.015>.
- [75] Larwa B., Kupiec K., *Heat transfer in the ground with a horizontal heat exchanger installed – Long-term thermal effects*, Applied Thermal Engineering. Elsevier, 2020, p. 114539. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114539.
- [76] Larwa B., *Heat Transfer Model to Predict Temperature Distribution in the Ground*, Energies, 2018.
- [77] Lazzarin R., Noro M., *Photovoltaic/Thermal (PV/T)/ground dual source heat pump: Optimum energy and economic sizing based on performance analysis*, Energy and Buildings. Elsevier B.V., 2020, 211. doi: 10.1016/j.enbuild.2020.109800.
- [78] Lee J.U., Kim T., Leigh S.B., *Thermal performance analysis of a ground-coupled heat pump integrated with building foundation in summer*, Energy and Buildings, 2013, 59, pp. 37–43. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.016>.
- [79] Leonăchescu N., *Termotehnică*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
- [80] Li M., Lai A.C.K., *Thermodynamic optimization of ground heat exchangers with single U-tube by entropy generation minimization method*, Energy Conversion and Management. Elsevier Ltd, 2013, 65, pp. 133–139. doi: 10.1016/j.enconman.2012.07.013.
- [81] Liu M., He Y., Zhang H., Su H., Zhang Z., *The feasibility of solar thermal-air source heat pump water heaters in renewable energy shortage regions*, Energy. Elsevier Ltd, 2020, 197, p. 117189. doi: 10.1016/j.energy.2020.117189.

- [82] Majid Etghani M., Amir Hosseini Baboli S., *Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger*, Applied Thermal Engineering, 2017, 121, pp. 294–301. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.074>.
- [83] Makasis N., Narsilio G.A., *Energy diaphragm wall thermal design: The effects of pipe configuration and spacing*, Renewable Energy. Elsevier Ltd, 2020, 154, pp. 476–487. doi: 10.1016/j.renene.2020.02.112.
- [84] McAdams W.H., *Heat Transmission*, McGraw-Hill Series in Chemical Engineering, 1985.
- [85] Miglani S., Orehounig K., Carmeliet J., *Design and optimization of a hybrid solar ground source heat pump with seasonal regeneration*, Energy Procedia. Elsevier B.V., 2017, 122, pp. 1015–1020. doi: 10.1016/j.egypro.2017.07.468.
- [86] Miglani S., Orehounig K., Cermeliet J., *Integrating a thermal model of ground source heat pumps and solar regeneration within building energy system optimization*, Applied Energy, 2018.
- [87] Mihalakakou G., *On estimating soil surface temperature profiles*, Energy and Buildings, 2002, 34(3), pp. 251–259. doi: [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00089-5](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00089-5).
- [88] Moch X., Palomares M., Claudon F., Souyri B., Stutz B., *Geothermal helical heat exchangers: Comparison and use of two-dimensional axisymmetric models*, Applied Thermal Engineering, 2014, 73, pp. 689–696. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.051.
- [89] Mohanraj M., Belyayev, Jayaraj S., Kaltayev A., *Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part-B: Applications)*, Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier Ltd, 2018, pp. 124–155. doi: 10.1016/j.rser.2017.08.086.
- [90] Naili N., Hazami M., Attar I., Farhat A., *In-field performance analysis of ground source cooling system with horizontal ground heat exchanger in Tunisia*, Energy, 2013, 61, pp. 319–331. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.054>.
- [91] Najafi H., Najafi B., Hoseinpoori P., *Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic algorithm*, Applied Thermal Engineering, 2011, 31(10), pp. 1839–1847. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.02.031>.
- [92] Nam Y., Chae H., *Numerical simulation for the optimum design of ground source heat pump system using building foundation as horizontal heat exchanger*, Energy. Elsevier Ltd, 2014, 73, pp. 933–942. doi: 10.1016/j.energy.2014.06.108.
- [93] Năstase G., *Contribuții la reducerea consumului de energie prin valorificarea superioară a aperturilor solare*, Teză de Doctorat; Universitatea Tehnică de Construcții București, 2014.
- [94] Ndao S., Peles Y., Jensen M.K., *Multi-objective thermal design optimization and comparative analysis of electronics cooling technologies*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(19), pp. 4317–4326. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.069>.
- [95] Noorollahi Y., Saeidi R., Mohammadi M., Amiri A., Hosseinzadeh M., *The effects of ground heat exchanger parameters changes on geothermal heat pump performance – A review*, Applied Thermal Engineering. Elsevier Ltd, 2018, 129, pp. 1645–1658. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.111.

- [96] Obalanlege M.A., Mahmoudi Y., Douglas R., Ebrahimnia-Bajestan E., Davidson J., Bailie D., *Performance assessment of a hybrid photovoltaic-thermal and heat pump system for solar heating and electricity*, Renewable Energy. Elsevier Ltd, 2020, 148, pp. 558–572. doi: 10.1016/j.renene.2019.10.061.
- [97] Olgun C.G., Ozudogru T.Y., Abdelaziz S.L., Senol A., *Long-term performance of heat exchanger piles*, Acta Geotechnica, 2015, 10(5), pp. 553–569. doi: 10.1007/s11440-014-0334-z.
- [98] Pakere I., Blumberga D., *Solar power or solar heat: What will upraise the efficiency of district heating? Multi-criteria analyses approach*, Energy. Elsevier Ltd, 2020, 198, p. 117291. doi: 10.1016/j.energy.2020.117291.
- [99] Paly M., Hecht-Mendez J., Beck M., Blum P., Zell A., Bayer P., *Optimization of energy extraction for closed shallow geothermal systems using linear programming*, Geothermics, 2012, 43, pp. 57–65. doi: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2012.03.001>.
- [100] Pu L., Qi D., Xu L., Li Y., *Optimization on the performance of ground heat exchangers for GSHP using Kriging model based on MOGA*, Applied Thermal Engineering, 2017, 118, pp. 480–489. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.02.114.
- [101] Pu L., Xu L., Qi D., Li Y., *Structure optimization for horizontal ground heat exchanger*, Applied Thermal Engineering, 2018, pp. 131–140. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.02.101.
- [102] Qorbani F., *Hybrid solution Solar Assisted Ground Source Heat Pumps (SAGSHP)*, Novia University of Applied Sciences, 2018.
- [103] Ramachandra B., Gadiraju K.K., Vatsavai R.R., Kaiser D.P., Karnowski T.P., *Detecting extreme events in gridded climate data*, Procedia Computer Science. Elsevier Masson SAS, 2016, 80, pp. 2397–2401. doi: 10.1016/j.procs.2016.05.537.
- [104] Rayegan S., Motoghian S., Heidarinejad G., Pasdarsahri H., Ahmadi P., Rosen M.A., *Dynamic simulation and multi-objective optimization of a solar-assisted desiccant cooling system integrated with ground source renewable energy*, Applied Thermal Engineering, 2020.
- [105] Ren F., Wang J., Zhu S., Chen Y., *Multi-objective optimization of combined cooling, heating and power system integrated with solar and geothermal energies*, Energy Conversion and Management, 2019.
- [106] Retkowski W., Thöming J., *Thermoeconomic optimization of vertical ground-source heat pump systems through nonlinear integer programming*, Applied Energy, 2014, 114, pp. 492–503. doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.09.012>.
- [107] Saaly M., Maghoul P., Kavgic M., Polyzois D., *Performance analysis of a proposed geothermal pile system for heating and cooling energy demand for a building in cold regions*, Sustainable Cities and Society. Elsevier, 2019, pp. 669–682. doi: 10.1016/j.scs.2018.12.014.
- [108] Salsuwanda B.S., *Numerical Modelling for Horizontal Ground Heat Exchangers Optimization*, Tezã de Doctorat; Saga University Japan, 2016.
- [109] Sanaye S., Niroomand B., *Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump*, Energy Conversion and Management, 2009, 50(4), pp. 1136–1147. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.11.014>.
- [110] Sani A.K., Singh R.M., Amis T., Cavarretta I., *A review on the performance of geothermal energy pile foundation, its design process and applications*, Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier Ltd, 2019, pp. 54–78. doi: 10.1016/j.rser.2019.02.008.

- [111] Sârbu I., Sebarchievici C., *General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings*, Energy and Buildings, 2014, 70, pp. 441–454. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.068>.
- [112] Schweinsberg S., Darcy S., Beirman D., „Climate crisis” and “bushfire disaster”: Implications for tourism from the involvement of social media in the 2019–2020 Australian bushfires, Journal of Hospitality and Tourism Management. Elsevier Ltd, 2020, 43(March), pp. 294–297. doi: 10.1016/j.jhtm.2020.03.006.
- [113] Sebarchievici C., *Optimizarea instalațiilor termice din clădiri în scopul reducerii consumului energetic și a emisiilor de CO₂ utilizând pompa de căldură cuplată la sol*, Teză de Doctorat; Universitatea Politehnică din Timișoara, 2013.
- [114] Selamat S., Mişara A., Kariya K., *Numerical study of horizontal ground heat exchangers for design optimization*, Renewable Energy, 2016, 95, pp. 561–573. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.04.042>.
- [115] Shahul Hameed K.P, Sadashiva Murthy B.M, Hariprasad N.V., *Estimation of Volatile Organic Compound (VOC) Transport through Subsoil to Groundwater Using VLEACH Model*, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, 2016, 5(10), pp. 17527–17531. doi: 10.15680/ijirset.2016.0510005.
- [116] Sharrard Aurora L., Scott M. H., Michael R., *Environmental Implications of Construction Site Energy Use and Electricity Generation*, Journal of Construction Engineering and Management. American Society of Civil Engineers, 2007,133(11), pp. 846–854. doi: 10.1061/(ASCE)0733-9364(2007)133:11(846).
- [117] Shrivastava S., Chini A., *Estimating energy consumption during construction of buildings: a contractor’s perspective*, Proceedings of the World Sustainable Building conference, 2011.
- [118] Sterpi D., Tomaselli G., Angelotti A., *Energy performance of ground heat exchangers embedded in diaphragm walls: Field observations and optimization by numerical modelling*, Renewable Energy. Elsevier Ltd, 2020, 147, pp. 2748–2760. doi: 10.1016/j.renene.2018.11.102.
- [119] Suryatriyastuti M.E., Mroueh H., Burlon S., *Understanding the temperature-induced mechanical behaviour of energy pile foundations*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(5), pp. 3344–3354. doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.02.062>.
- [120] Şerban A., Nastase G., *ENERGY REDUCTION AND EFFICIENT COOLING SYSTEMS FOR DATA CENTERS*, Bulletin of the Transilvania University of Braşov, 2015, 8(1).
- [121] Şerban A., Nastase G., *Exergetic Analysis of a Cogeneration System for Cooling and Heating*, 2018 UBT International Conference, 2018
- [122] Şerban A., Năstase G., Dragomir G., Brezeanu A.I., **Bulmez A.M.** – *Experimental thermally activated building system. Floor covering influence in heating mode* – 17th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM, Vienna, Austria, 2017, ISSN: 1314-2704.
- [123] Treloar G.J., Love P.E.D., Faniran O.O., Iyer-Raniga U., *A hybrid life cycle assessment method for construction*, Construction Management and Economics. Routledge, 2000, 18(1), pp. 5–9. doi: 10.1080/014461900370898.
- [124] Wang D., Lu L., Cui P., *Simulation of thermo-mechanical performance of pile geothermal heat exchanger (PGHE) considering temperature-depend interface behavior*, Applied Thermal

- Engineering. Elsevier, 2018, 139(May), pp. 356–366. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.02.020.
- [125] Wood C. J., Liu H., Riffat S.B., *Comparative performance of “U-tube” and “coaxial” loop designs for use with a ground source heat pump*, Applied Thermal Engineering, 2012, 37, pp. 190–195. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.015>.
- [126] Xia L., Ma Z., McLauchlan C., Wang S., *Experimental investigation and control optimization of a ground source heat pump system*, Applied Thermal Engineering, 2017.
- [127] Xu B., Zhang H., Chen Z., *Study on heat transfer performance of geothermal pile-foundation heat exchanger with 3-U pipe configuration*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 147. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119020.
- [128] Yang W.B., Shi M.H., Dong H., *Numerical simulation of the performance of a solar-earth source heat pump system*, Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17), pp. 2367–2376. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.017>.
- [129] Yang W., Zhang H., Liang X., *Experimental performance evaluation and parametric study of a solar-ground source heat pump system operated in heating modes*, Energy. Elsevier Ltd, 2018, 149, pp. 173–189. doi: 10.1016/j.energy.2018.02.043.
- [130] Zhao Q., Chen B., Liu F., *Study on the thermal performance of several types of energy pile ground heat exchangers: U-shaped, W-shaped and spiral-shaped*, Energy and Buildings, 2016, 133, pp. 335–344. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.09.055>.
- [131] Zhou K., Mao J., Li Y., Xiang J., *Parameters optimization of borehole and internal thermal resistance for single U-tube ground heat exchangers using Taguchi method*, Energy Convers. Manag., 2019, vol. 201, no. August, p. 112177, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112177.
- [132] *** *Clima Braşov*, <http://hikersbay.com/climate-conditions/romania/brasov/conditiile-climatice-din-brasov.html?lang=ro>
- [133] *** *European Union Emission Trading Scheme*, https://en.wikipedia.org/wiki/European_Union_Emission_Trading_Scheme.
- [134] *** *Fişă tehnică ISU-MMC-24C*, http://www.caom-automatizari.ro/pdf/%CEenregistrator_numeric_multicanal_ISU-MMC-24C.pdf.
- [135] *** *GLOBAL LAND-OCEAN TEMPERATURE INDEX*, *Global Climate Change*, NASA's Goddard Institute for Space Studies (GISS), <https://climate.nasa.gov/vital-signs/global-temperature/>.
- [136] *** *Politics of global warming*, https://en.wikipedia.org/wiki/Politics_of_global_warming.
- [137] *** *Raport al Comisiei Către Parlamentul European și Consiliu*, Bruxelles, 2019, COM(2019).
- [138] *** *Shutterstock*, <https://www.shutterstock.com/>.
- [139] *** *Strategia Uniunii Europene: 'Europa 2020'*, Bruxelles, 2020.
- [140] *** *Termohigrometru PCE-HT110*, https://www.pce-instruments.com/english/measuring-instruments/test-meters/thermo-hygrometer-pce-instruments-thermo-hygrometer-pce-ht110-det_296562.htm?_list=kat&_listpos=20.
- [141] *** *The different types of solar thermal panel collectors*, <https://www.renewableenergyhub.co.uk/solar-thermal-information>.
- [142] *** *Victron Energy*, <https://www.victronenergy.ro/>.

Scurt rezumat al Tezei de Doctorat

Capitolul 1 prezintă o scurtă introducere în domeniul de cercetare din cadrul acestei Teze.

Capitolul 2 pătrunde în amănunt în literatura de specialitate cu privire la sistemele de pompă de căldură cuplate la sol, prezentând cercetările la stadiul actual.

Capitolul 3 prezintă modelele matematice care stau la baza analizei numerice cu diferențe finite a proceselor de transfer de căldură la suprafața solului și în interiorul solului în cadrul SCGO.

Capitolul 4 stabilește și dezvoltă strategia de optimizare utilizată, parametrii de bază, împreună cu două criterii de optimizare.

Capitolul 5 detaliază modelul experimental pe baza căruia s-au realizat măsurătorile în cadrul Tezei prin prezentarea în amănunt a celor trei sub-sisteme principale ale sistemului experimental.

Capitolul 6 analizează rezultatele obținute din măsurătorile realizate în cadrul modelului experimental.

Capitolul 7 verifică și calibrează prin simularea numerică rezultatele obținute în cadrul experimentului. De asemenea, se tratează atât impactul utilizării sistemelor de asistare solară asupra funcționării sistemului de PCCS, cât și impactul pe care îl prezintă subsolul încălzit.

Capitolul 8 compară, analizând critic rezultatele din metodele utilizate pentru îndeplinirea obiectivelor tezei, respectiv prin metoda experimentală și prin metoda simulării numerice.

Capitolul 9 prezintă concluziile generale ale prezentei teze și pune în evidență contribuțiile personale, originale ale autorului care au condus la obținerea rezultatelor acestei Teze de Doctorat.

ENGLEZĂ

Chapter 1 presents a brief introduction to the research field of this Thesis.

Chapter 2 presents the state of the art on ground coupled heat pump systems, presenting the research at the current stage.

Chapter 3 presents the mathematical models underlying the finite element numerical analysis of heat transfer processes at the ground surface and inside the ground within SCGO.

Chapter 4 establishes and develops the optimization strategy used, the basic parameters, together with two optimization criteria.

Chapter 5 details the experimental model on the basis of which the measurements were taken by presenting in detail the three main sub-systems of the experimental system.

Chapter 6 analyses the results obtained from the measurements made in the experimental model.

Chapter 7 verifies and calibrates by numerical simulation the results obtained in the experiment. It also addresses both the impact of the use of solar assist systems on the operation of the heat pump system and the impact of the heated basement.

Chapter 8 compares by critically analysing the results from the methods used to meet the objectives of the thesis, respectively by the experimental method and by the numerical simulation method.

Chapter 9 presents the general conclusions of this thesis and highlights the personal, original contributions of the author that led to the results of this Doctoral Thesis.

* * *