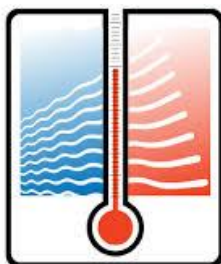




**Strategia de alimentare cu energie termică a consumatorilor
din municipiul Cluj-Napoca
în perioada 2021 – 2031 și perspectiva 2050**

Autoritatea contractantă
S.C. Termoficare Napoca S.A.



Prestator
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca



Beneficiar
UAT Municipiul Cluj Napoca



Anexa. Elemente de calcul

Cluj-Napoca: 2021

Cuprins

Analiza comparativă a bilanțurilor energetice	3
Considerații generale. Particularități de calcul pentru CTZ.....	3
Căldura livrată în componentele SACET	7
Căldura produsă în componentele SACET	9
Energia termică din gazul natural consumat în componentele SACET.....	11
Sinteza bilanțurilor energetice	13
Elemente de calcul. Pompe de căldură	15
Considerații preliminare privind pompele de căldură.....	15
Pompe de căldură aer-apă	20
Pompe de căldură apa-apă	22
Elemente de calcul. Sisteme solare termice	24
Considerații preliminare.....	24
Locație și condiții climatice	25
Caracteristici tehnice și constructive	27
Încălzire	27
Preparare a.c.m.	28
Încălzire și preparare a.c.m.	29
Regimul termic al sistemului de încălzire centralizată (termoficare)	30
Colectorii solari termici	30
Rezervorul de stocare termică sezonieră.....	33
Regimuri de funcționare și componente energetice.....	34
Frația solară.....	35
Comportarea dinamică a sistemului solar de încălzire centralizată (termoficare).....	36
Bilanțuri energetice lunare	39
Costuri ale sistemului solar termic.....	40
Concluzii	41
Referințe bibliografice	42
Ordinea de prioritate a tehnologiilor.....	43
Referințe bibliografice	47

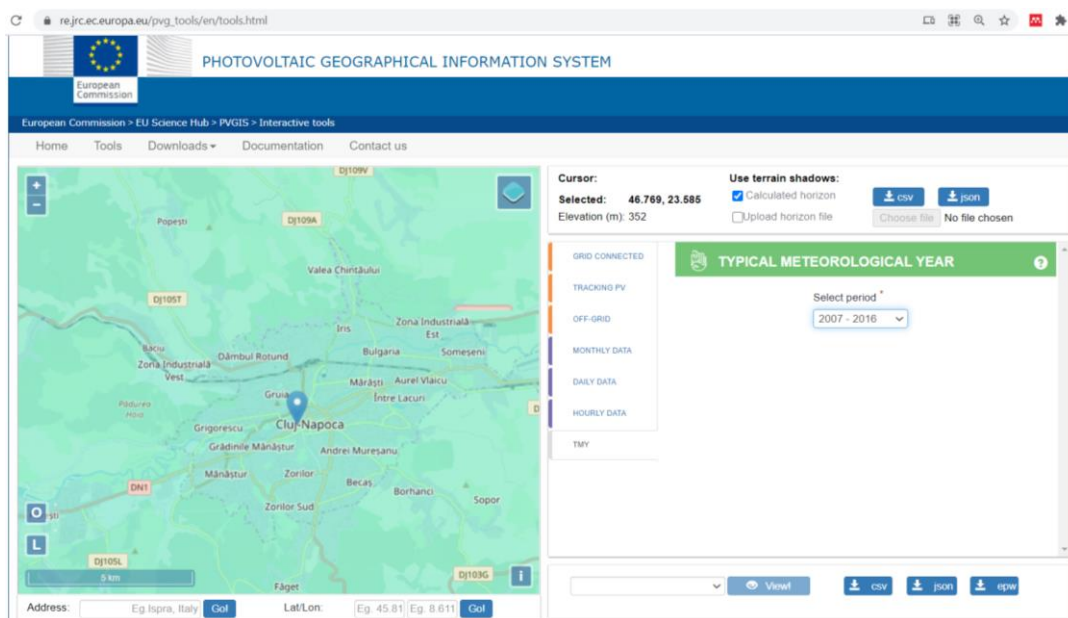
Analiza comparativă a bilanțurilor energetice

Considerații generale. Particularități de calcul pentru CTZ

În vederea determinării condițiilor în care pot fi efectuate calcule referitoare la diverse subsisteme ale SACET, inclusiv diverse CT, sau grupuri de CT, sunt comparate valorile disponibile ale căldurii (respectiv energiei termice) produse de CTZ. Aceste valori lunare și anuale, sunt disponibile din bilanțuri energetice realizate în 2019 și 2010. În plus, în procesul de elaborare a strategiei, au fost realizate calcule pe baza datelor climatice (anul climatic tip – Typical Meteorological Year) (TMY), pentru municipiul Cluj-Napoca:

- (2019 Bilanț energetic realizat de Intelterm cu date din 2019
- (2020) Bilanț energetic realizat de Servelect cu date din 2020
- (TMY) Bilanț energetic realizat pe baza datelor climatice

Interfața pentru TMY care a fost utilizată, este disponibilă pe site-ul Uniunii Europene, la adresa: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html și este prezentată în figura alăturată.

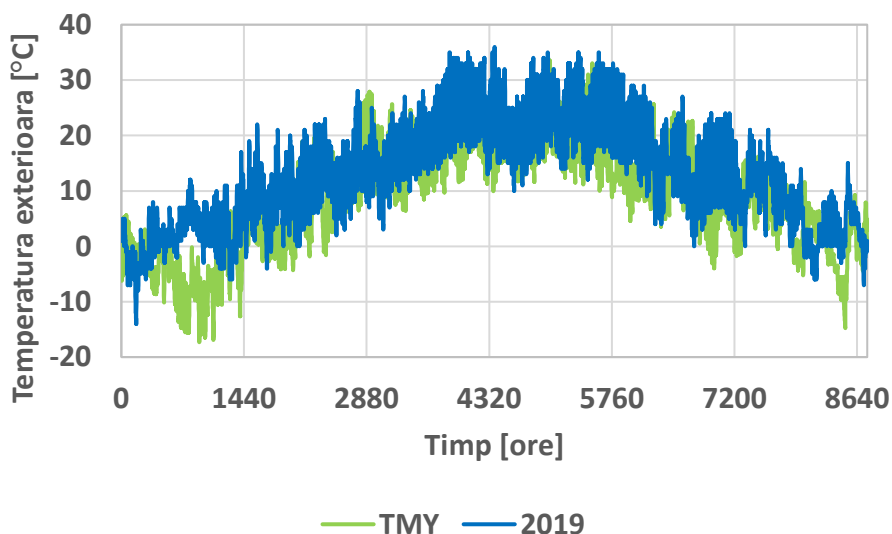


Interfața pentru TMY, pe site-ul Uniunii Europene

Datele climatice pot fi descărcate în format compatibil cu Excel.

Pentru anul 2019, bilanțul energetic a fost realizat în condițiile cunoașterii variației orare a temperaturi exterioare, de-a lungul anului. Această variație este disponibilă și în TMY.

În figura alăturată, sunt prezentate curbele de variație a temperaturii exterioare, în anul 2019 și conform TMY.

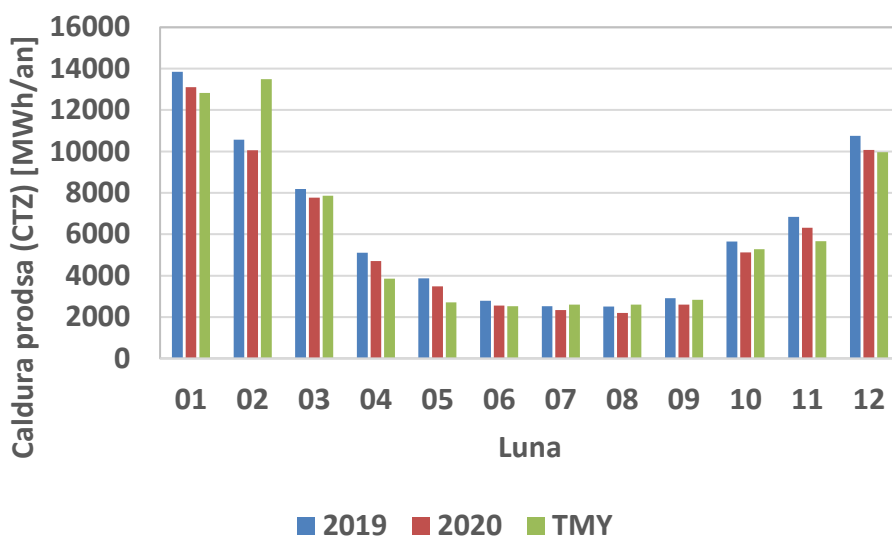


Curbele de variație a temperaturii exterioare, în anul 2019 și conform TMY

Se observă că măsurătorile multianuale (TMY) relevă scăderea valorilor minime ale temperaturii exterioare, în perioada din jurul lunii februarie, în timp ce în anul 2019 nu se observă această tendință. În celelalte luni ale anului (în afară de februarie, se observă concordanță între valorile temperaturii exterioare, provenite din cele două surse).

Diferențele dintre valorile temperaturii exterioare se vor reflecta în diferențe în bilanțurile energetice comparative, deoarece consumul de căldură depinde de temperatura exterioară. Este de așteptat ca aceste diferențe să se manifeste semnificativ, numai la nivelul lunii februarie.

În figura alăturată sunt prezentate valorile comparative ale căldurii (energiei termice) produse de CTZ.



Valori comparative ale căldurii produse de CTZ

În tabelul alăturat sunt prezentate valorile comparative ale căldurii (energiei termice) produse de CTZ.

Luna	2019	2020	TMY
01	13853	13101	12826
02	10562	10060	13488
03	8193	7767	7854
04	5103	4701	3852
05	3874	3488	2718
06	2795	2559	2520
07	2526	2344	2604
08	2512	2202	2607
09	2912	2608	2832
10	5645	5118	5274
11	6837	6309	5663
12	10751	10069	9971
An	75563	70326	72210

Se observă că diferențele dintre valorile aferente anilor 2019 și 2020 sunt mici, dar că în general valorile aferente anului 2020 sunt mai mici decât cele aferente anului 2019. Aceste diferențe pot fi explicate prin reducerea numărului de apartamente racordate, ceea ce este cert, și prin posibile valori în general mai ridicate ale temperaturii exterioare, dar nu există măsurători care să confirme această ipoteză. Rata de debransare în 2020, față de 2019 este de 3.5 %.

Se observă că există o diferență considerabilă între valoarea aferentă lunii februarie conform TMY și valorile aferente lunii februarie din anii 2019 și 2020. Această diferență poate fi explicată prin diferențele semnificative dintre temperaturile exterioare.

Având în vedere că tendința de variație lunară a căldurii produse de CTZ, în anii 2019 și 2020 este similară, se poate presupune și că variația temperaturii exterioare în cei doi ani, a fost asemănătoare și diferită de cea conform TMY.

Se observă și că există diferențe între valorile din 2019 și din 2020 și pe timpul verii, când nu există decât consum de apă caldă menajeră. Valorile mai mici ale acestor producții din lunile iunie, iulie și august 2020, față de 2019, nu pot fi explicate decât prin reducerea numărului de apartamente racordate.

Valorile anuale ale căldurii produse de CTZ, conform celor trei bilanțuri, sunt:

- 2019: 75563 MWh/an
- 2020: 70326 MWh/an
- TMY: 72210 MWh/an

Se observă că cele trei valori sunt relativ apropiate, diferența cea mai mare (între 2019 și 2020), fiind mai mică de 7 %. Această diferență poate fi explicată parțial prin existența unui grad de debransare de 3.5 % în zona CTZ între 2020 și 2019 și parțial prin temperaturi exterioare în probabil mai scăzute în iarna 2020, față de 2019. Valoarea determinată prin calcule, conform TMY, se găsește între valorile din 2019 și 2020, ceea ce reprezintă o **validare a ipotezelor de calcul considerate**.

Cu ajutorul modelului matematic bazat pe TMY, au fost calculate, variațiile orare și lunare estimative, pentru căldura livrată, produsă și conținută în gazul metan, pentru CTZ, CTC, IEG și CTN, dar și pentru anumite grupuri de CT, ținând seama de pierderile din procesele de producere a energiei termice, respectiv de pierderile datorate transportului energiei termice.

În tabelele alăturate sunt prezentate valorile lunare pentru căldura livrată, produsă și conținută în gazul metan, pentru CTZ, CTC, IEG și CTN.

Caldura livrata				
	CTC	CTZ	IEG	CTN
Luna	[MWh]	[MWh]	[MWh]	[MWh]
01	25048	6285	1916	4609
02	26795	6609	2025	4979
03	14151	3849	1145	2476
04	5479	1888	527	788
05	2894	1332	349	272
06	2560	1235	320	216
07	2645	1276	331	223
08	2652	1278	332	225
09	3244	1388	369	350
10	8495	2584	745	1369
11	9448	2775	808	1565
12	18790	4886	1473	3384
An	122203	35383	10340	20454

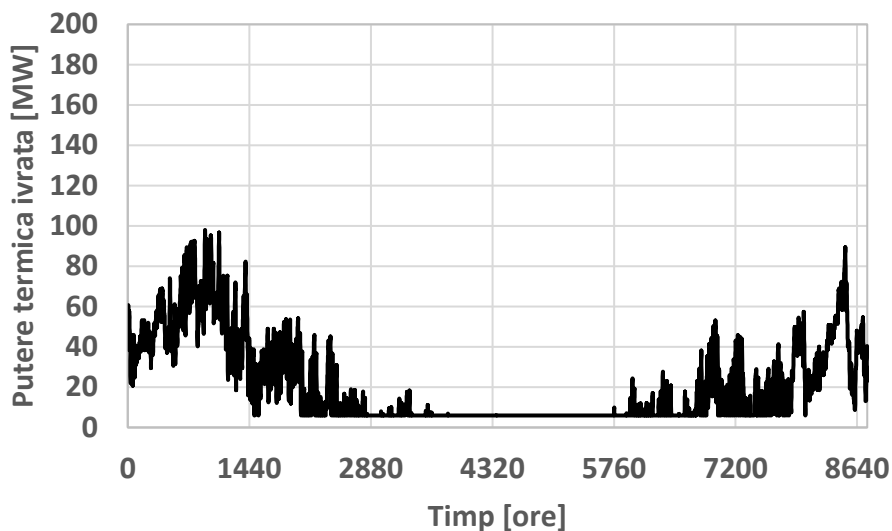
Caldura produsa				
	CTC	CTZ	IEG	CTN
Luna	[MWh]	[MWh]	[MWh]	[MWh]
01	31707	12826	2153	4609
02	33917	13488	2276	4979
03	17913	7854	1287	2476
04	6936	3852	592	788
05	3664	2718	392	272
06	3241	2520	360	216
07	3348	2604	372	223
08	3357	2607	373	225
09	4106	2832	414	350
10	10754	5274	837	1369
11	11960	5663	908	1565
12	23785	9971	1655	3384
An	154687	72210	11618	20454

Caldura in gazul natural				
	CTC	CTZ	IEG	CTN
Luna	[MWh]	[MWh]	[MWh]	[MWh]
01	46628	16033	2691	5909
02	49878	16860	2845	6384
03	26343	9818	1608	3174
04	10199	4815	740	1010
05	5388	3397	490	349
06	4766	3150	450	277
07	4924	3255	465	286
08	4937	3259	466	288
09	6038	3540	518	449
10	15814	6592	1046	1754
11	17588	7079	1134	2006
12	34978	12464	2069	4338
An	227481	90262	14522	26223

În continuare sunt prezentate rezultate ale calculelor realizate pe baza TMY.

Căldura livrată în componentele SACET

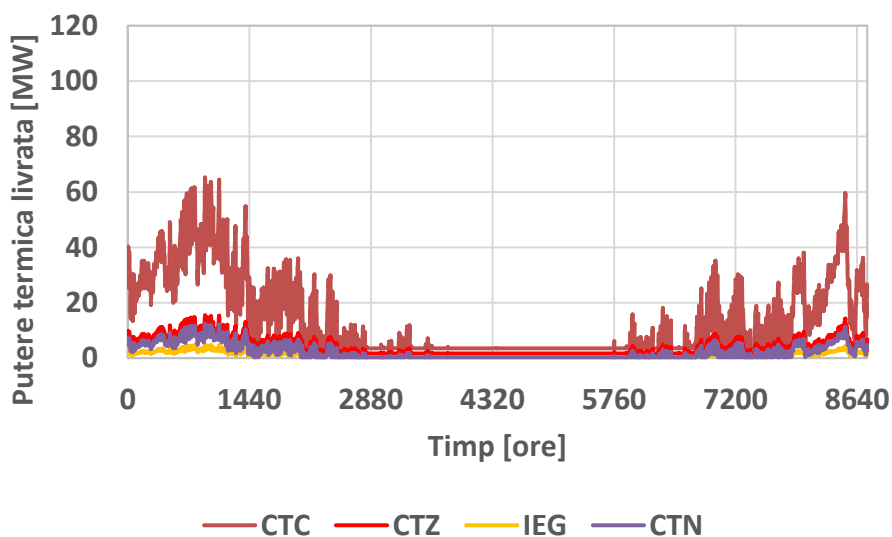
În figura alăturată este prezentată curba de variație a puterii termice instantanee totale, livrate clienților sistemului de termoficare.



Puterea termică instantanee totală, livrată clienților sistemului de termoficare

Valoarea puterii termice totale maxime livrate clienților de toate sistemele de producere a energiei termice este de 98 MW, iar cantitatea de căldura (energia termică) livrată anual clienților de toate sistemele de producere a energiei termice este de 188390 MWh/an adică aproximativ 190000 MWh/an.

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație a puterii termice instantanee, livrate clienților de CTZ, CTC, IEG și CTN, calculate conform TMY.

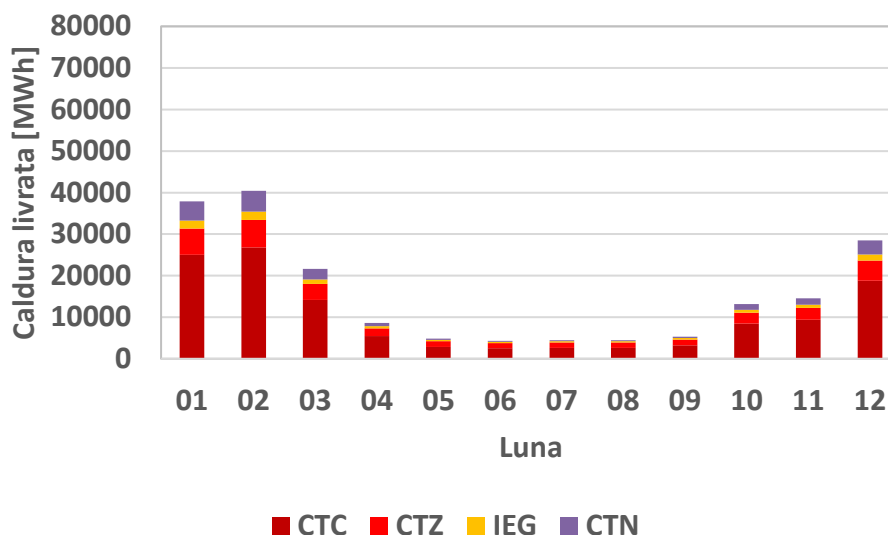


Puterile termice instantanee, livrate clienților de CTZ, CTC, IEG și CTN

Puterile termice maxime livrate clienților în cele patru componente ale sistemului de termoficare sunt:

- CTC: 65 MW
- CTZ: 16 MW
- IEG: 5 MW
- CTN: 12 MW

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație lunară a căldurii (energii termice) livrate clienților de CTZ, CTC, IEG și CTN, calculate conform TMY.



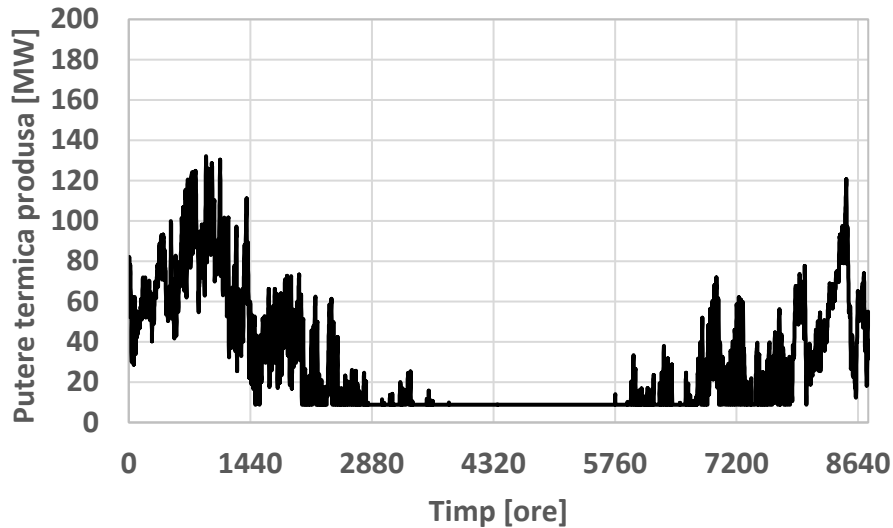
Căldurile livrate lunar clienților de CTZ, CTC, IEG și CTN

Valorile energiei termice totale livrate anual clienților în cele patru componente ale sistemului de termoficare sunt:

- CTC: 122203 MWh
- CTZ: 35383 MWh
- IEG: 10340 MWh
- CTN: 20454 MWh

Căldura produsă în componentele SACET

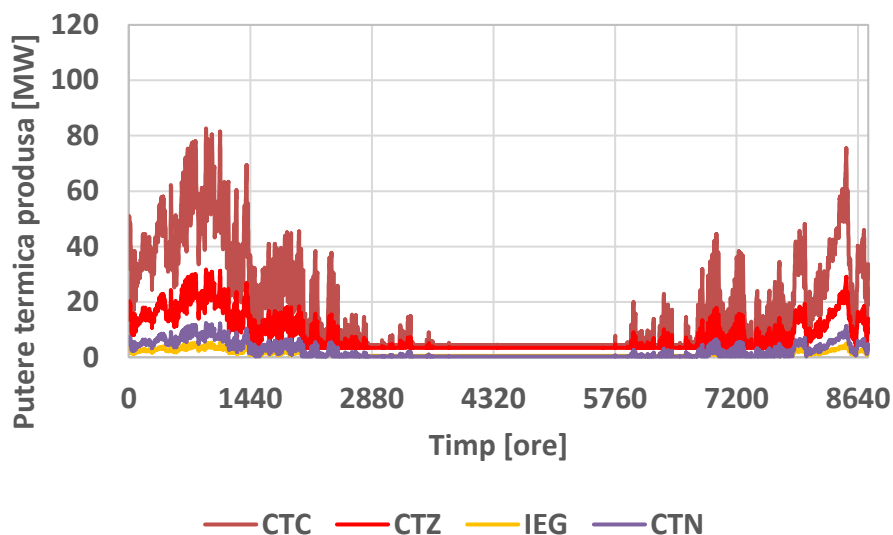
În figura alăturată este prezentată curba de variație a puterii termice instantanee totală, produse în sistemul de termoficare.



Puterea termică instantanee totală, produsă în sistemul de termoficare

Valoarea puterii termice totale maxime produse în sistemul de termoficare este de 132 MW, iar cantitatea de căldură (energia termică) produsă anual de toate componentele sistemului de termoficare este de 258969 MWh/an adică aproximativ 260000 MWh/an.

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație a puterii termice instantanee, produse de CTZ, dar și de CTC, IEG și CTN, calculate conform TMY.

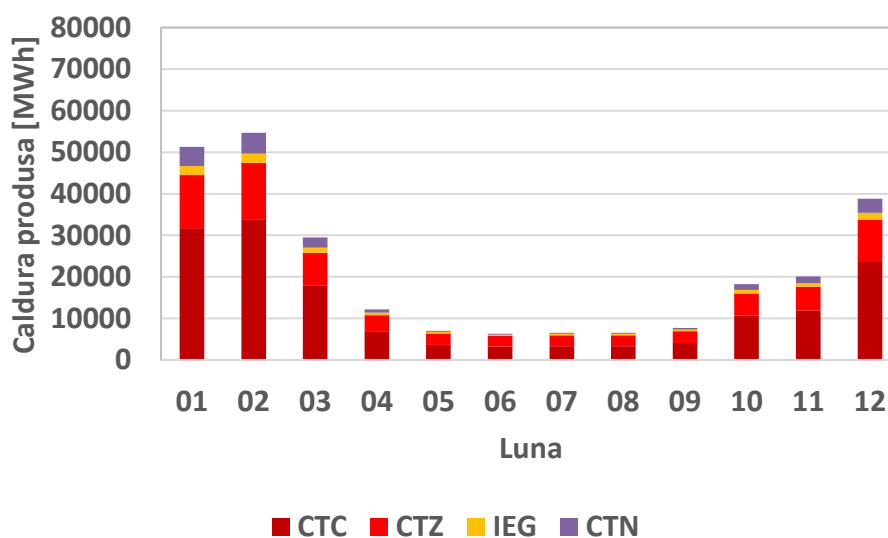


Puterile termice instantanee, produse de CTZ, CTC, IEG și CTN

Puterile termice maxime produse în cele patru componente ale sistemului de termoficare sunt:

- CTC: 83 MW
- CTZ: 32 MW
- IEG: 5 MW
- CTN: 12 MW

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație lunară a căldurii (energiei termice) produse de CTZ, CTC, IEG și CTN, calculate conform TMY.



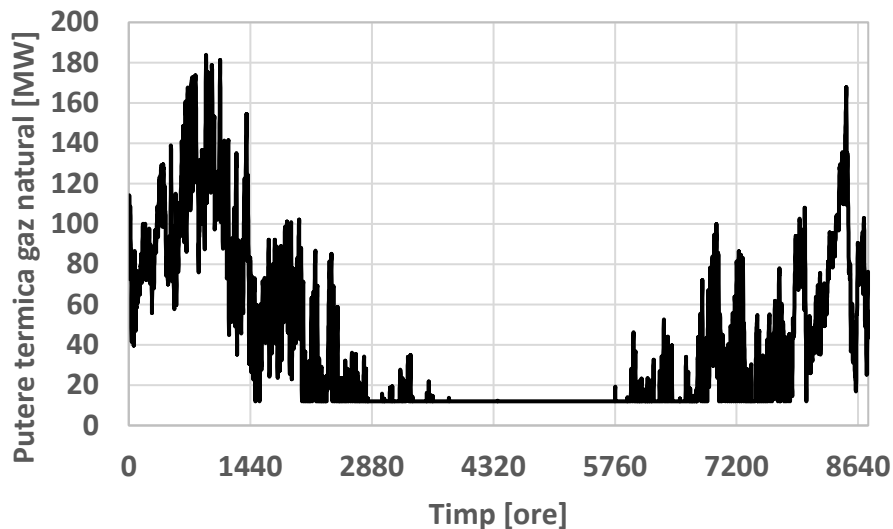
Căldurile produse lunar de CTZ, CTC, IEG și CTN

Valorile energiei termice totale produse anual în cele patru componente ale sistemului de termoficare sunt:

- CTC: 154687 MWh
- CTZ: 72210 MWh
- IEG: 11618 MWh
- CTN: 20454 MWh

Energia termică din gazul natural consumat în componentele SACET

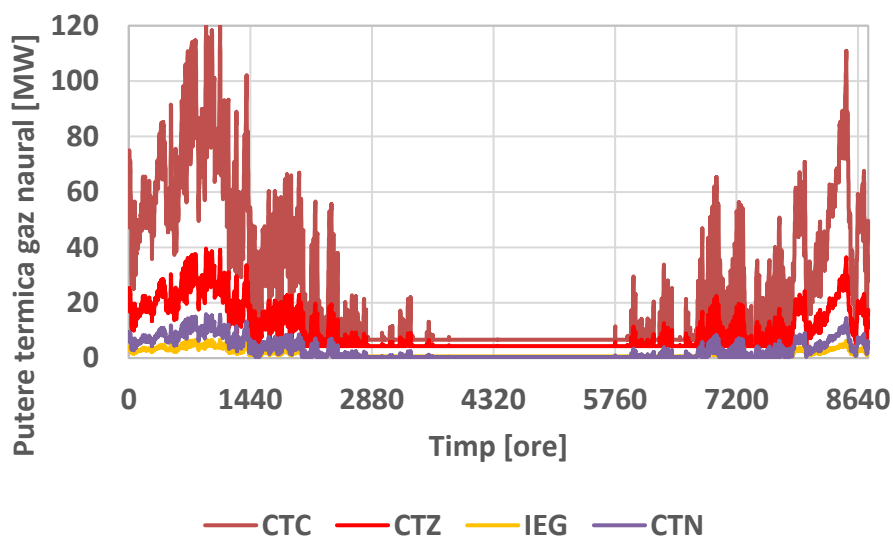
În figura alăturată este prezentată curba de variație a puterii termice totale conținute în gazul natural, consumat în sistemul de termoficare.



Puterea termică instantanee totală, conținută în gazul natural consumat

Valoarea puterii termice totale maxime conținute în gazul natural consumat în sistemul de termoficare este de 184 MW, iar cantitatea de căldura (energia termică) conținută în gazul natural consumat de toate sistemele de producere a energiei termice este de 358489 MWh/an adică aproximativ 360000 MWh/an.

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație a puterii termice conținute în gazul natural consumat de CTZ, CTC, IEG și CTN, calculate conform TMY.

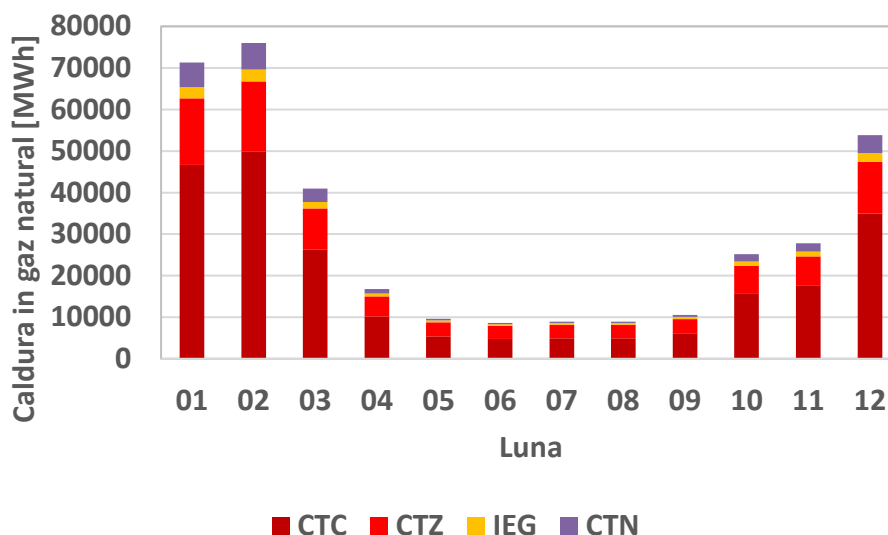


Puterile termice în gazul natural consumat de CTZ, CTC, IEG și CTN

Puterile termice maxime consumate prin gazul natural în cele patru componente ale sistemului de termoficare sunt:

- CTC: 122 MW
- CTZ: 40 MW
- IEG: 7 MW
- CTN: 16 MW

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație lunară a puterii termice conținute în gazul natural consumat de CTZ, CTC, IEG și CTN, calculate conform TMY.



Căldurile din gazul natural consumat lunar de CTZ, CTC, IEG și CTN

Valorile energiei termice totale consumate anual prin gazul natural în cele patru componente ale sistemului de termoficare sunt:

- CTC: 227481 MWh
- CTZ: 90262 MWh
- IEG: 14522 MWh
- CTN: 26223 MWh
- **Total: 358489 MWh**

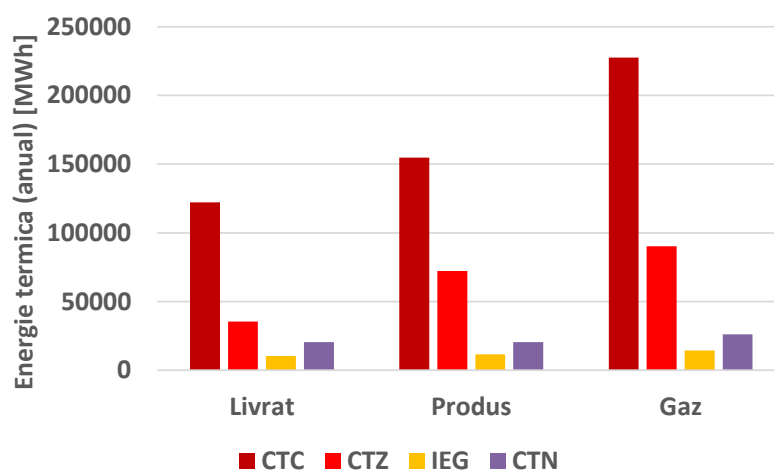
Sinteza bilanțurilor energetice

În tabelul alăturat sunt prezentate valorile sintetice ale componentelor bilanțurilor energetice pentru cele patru subsisteme ale SACET.

Valorile sintetice ale componentelor bilanțurilor energetice

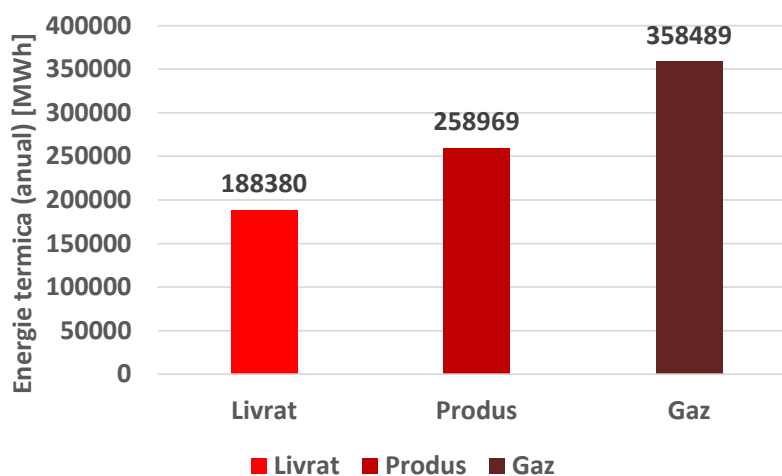
Componente bilanț	CTC	CTZ	IEG	CTN	Total
	[MWh]	[MWh]	[MWh]	[MWh]	[MWh]
Livrat	122203	35383	10340	20454	188380
Produs	154687	72210	11618	20454	258969
Gaz	227481	90262	14522	26223	358489

Aceleași componente ale bilanțului energetic sunt prezentate și grafic în figura alăturată, ca o reprezentare vizuală comparativă.



Componentele bilanțului energetic pentru subsistemele SACET

Componentele anuale totale ale bilanțului energetic, raportate la întregul sistem de termoficare sunt prezentate și grafic, în figura alăturată.



Componentele anuale totale ale bilanțului energetic, raportate la întregul SACET

Nivelurile anuale ale emisiilor de CO₂ aferente celor 4 componente ale sistemului de termoficare sunt prezentate în tabelul alăturat.

Nivelurile anuale ale emisiilor de CO₂

CTC	CTZ	IEG	CTN	Total
[tco₂]	[tco₂]	[tco₂]	[tco₂]	[tco₂]
53231	21121	3398	6136	83886

Observație:

Căldurile livrate clienților (consum de energie termică al clienților) de CTN, orar și lunar, sunt mai mici decât valorile CTZ, *dar comparabile*.

Căldurile produse și consumurile energetice de gaz natural de la CTN, orar și lunar, sunt *considerabil mai mici* decât valorile CTZ.

Diferențele mari, sunt datorate pierderilor mari prin transport, în cazul CTZ, în timp ce în cazul CTN, aceste pierderi nu există.

Elemente de calcul. Pompe de căldură

Considerații preliminare privind pompele de căldură

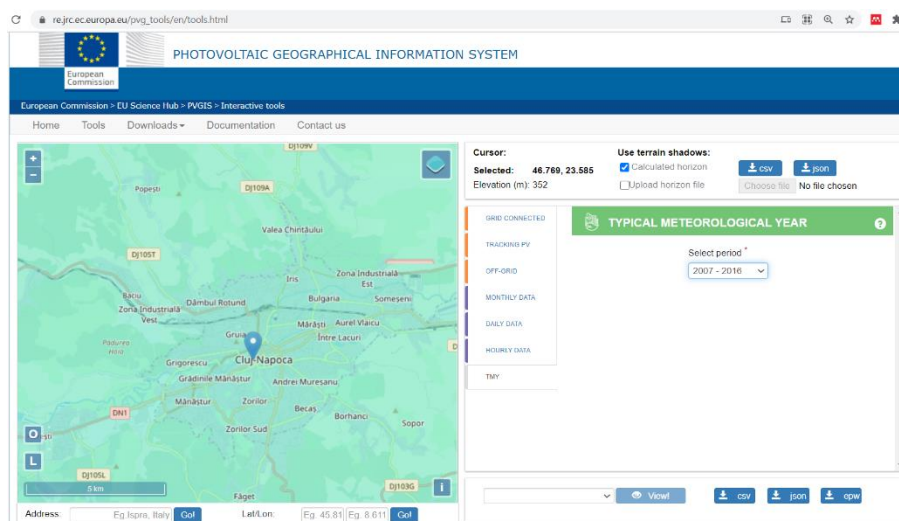
Pompele de căldură reprezintă o soluție tehnologică capabilă să contribuie într-o măsură importantă la decarbonarea sistemelor de încălzire centralizată.

Pompele de căldură integrate în sistemele de încălzire centralizate vor reprezenta o tehnologie cheie care ar putea livra aproximativ 25% din energia necesară în rețelele de termoficare. (conform scenariilor adoptate în cadrul proiectului Heat Roadmap Europe).

Regimul termic de funcționare a pompelor de căldură aer – apă și apă – apă este influențat de condițiile exterioare, respectiv de temperatura ambiantă.

Valorile temperaturii ambiant, pentru localitatea Cluj-Napoca, au fost preluate din anul climatic standard (*Typical Meteorological Year - TMY*), determinat pe baza măsurărilor meteorologice realizate în perioada 2007-2016.

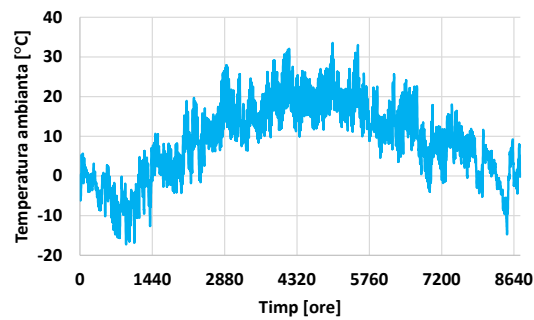
În figura alăturată, este prezentată interfața pentru preluarea datelor climatice conform TMY, disponibilă pe site-ul Uniunii Europene, la adresa: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html



Interfața pentru preluarea datelor climatice conform TMY

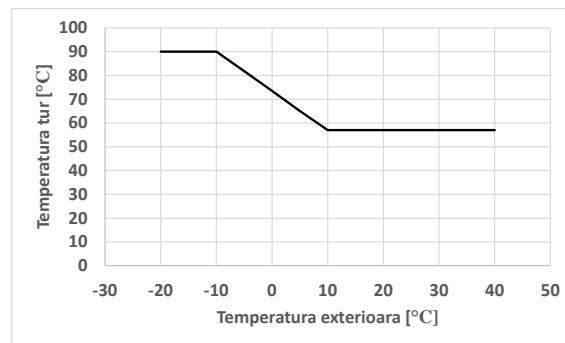
https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html

Cuba de variație a temperaturii ambiante (conform TMY) este prezentată în figura alăturată.



Cuba de variație a temperaturii ambiante

În cadrul studiului s-a considerat că temperatura agentului termic preparat de pompele de căldură, depinde de temperatura ambiantă, în conformitate cu curba de variație, prezentată în figura alăturată.

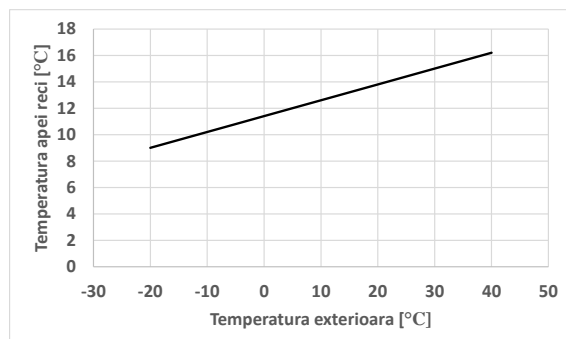


Curba de variație a temperaturii agentului termic în funcție de temperatura ambiantă

Pentru estimarea curbei de variație în timp, a temperaturii apei reci, de-a lungul anului, într-o primă etapă s-a considerat o variație liniară a temperaturii apei reci cu temperatura ambiantă, având în vedere că în sezonul cald când temperatura ambiantă este mai ridicată și temperatura apei reci este mai ridicată, iar în sezonul rece când temperatura ambiantă este mai scăzută și temperatura apei reci este mai scăzută.

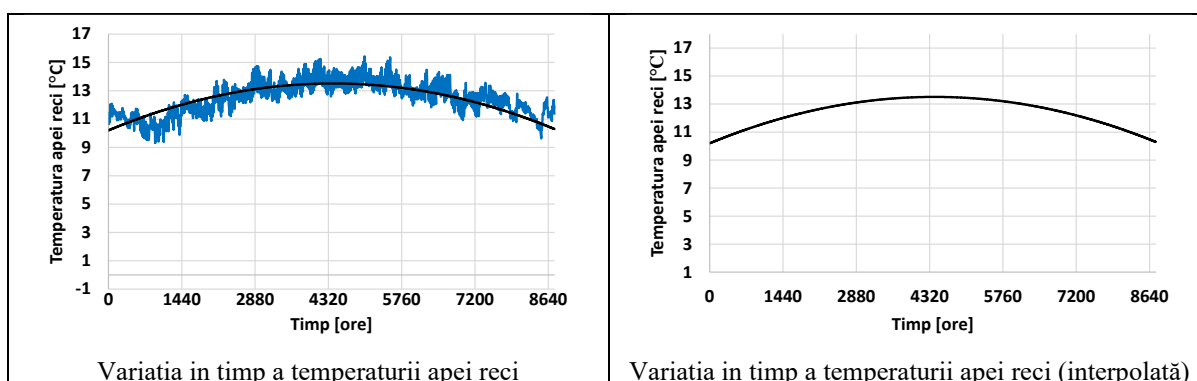
În figura alăturată este prezentată curba de variație a temperaturii apei reci cu temperatura ambiantă. Această variație este în conformitate cu măsurătorile din studiul ([Energy Saving Trust, 2008](#))

(https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/48188/3147-measure-domestic-hot-water-consump.pdf)



Curba de variație a temperaturii apei reci cu temperatura ambiantă

Utilizând dependența menționată dintre temperaturii apei reci și temperatura ambiantă, s-a obținut curba de variație în timp a temperaturii apei reci, de-a lungul anului, prezentată în figura alăturată din stânga. Având în vedere că în realitate, temperatura apei reci nu este atât de sensibilă la variațiile de temperatură ale aerului ambiant, pentru variația în timp a temperaturii apei reci a fost considerată curba de interpolare, prezentată de asemenea în ambele figuri alăturate.



În calcule a fost considerată variația interpolată a temperaturii apei reci.

Temperatura apei reci este importantă atât pentru calculele referitoare la pompele de căldură apă – apă, deoarece apa rece reprezintă sursa rece a pompelor de căldură, cât și pentru pompele de căldură aer – apă, deoarece în sezonul cald, aceste pompe de căldură trebuie să prepare a.c.m., iar temperatura apei reci reprezintă temperatura de intrare în pompa de căldură, a apei care urmează să fie încălzită.

În cadrul studiului, au fost considerate pompe de căldură care utilizează ca agent termic CO₂ (R744). Rezultatele obținute sunt comparabile cu cele care corespund altor agenți frigorifici și pot fi utilizate fără rezerve, în condițiile în care studiul reprezintă o strategie, deci calculele au rol estimativ, pentru conturarea unei viziuni cu privire la posibilitățile și eficiența utilizării pompelor de căldură, ca soluție pentru reducerea emisiilor de CO₂.

CO₂ este un agent frigorific foarte cunoscut și cu o tradiție foarte îndelungată, nu este toxic, nu este inflamabil, este abundent (inclusiv în aerul ambiant) și prezintă impact foarte redus asupra mediului ambiant în comparație cu alți agenți frigorifici (Neksa et al., 2010; Abas et al., 2018; Lorentzen, 1994; Pearson, 2005).

CO₂ este considerat o alternativă excelentă la NH₃, mai ales în situațiile în care toxicitatea și inflamabilitatea reprezintă probleme care trebuie evitate. Aceste motive pot explica succesul CO₂ în domenii ca industria auto sau aplicațiile casnice și comerciale. În ultima perioadă, CO₂ a devenit un agent competitiv inclusiv în climatizare (Neksa et al., 2010).

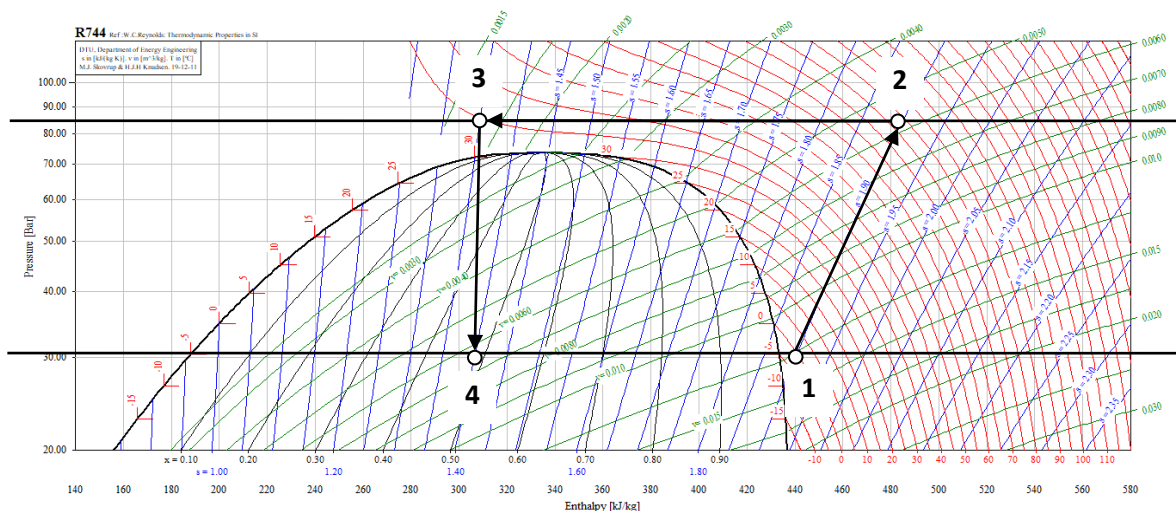
Principalul dezavantaj al CO₂ este reprezentat de valoarea scăzută a temperaturii critice ($t_{cr}=31.06\text{ }^{\circ}\text{C}$), care determină funcționarea transcritică, sau supracritică în numeroase aplicații când condensarea devine imposibilă din cauza condițiilor climatice. Față de NH₃, eficiența energetică a ciclurilor cu CO₂ este mai redusă, mai ales în regim supracritic.

Chiar dacă CO₂ a fost aproape uitat în perioada expansiunii freonilor, este redescoperit și reconsiderat în perioada recentă, datorită caracteristicilor sale favorabile.

În toate cazurile în care datorită temperaturii prea ridicate a agentului de răcire (sursa caldă a ciclului frigorific), nu este posibilă condensarea CO₂, ciclurile de funcționare a instalațiilor cu acest agent devin supracritice, respectiv funcționează la temperaturi și presiuni mai mari decât cele ale punctului critic ($t_{cr} = 31.06\text{ }^{\circ}\text{C}$; $p_{cr} = 73.834\text{ bar}$). Temperatura maximă de condensare a CO₂ este temperatura critică ($\approx 31\text{ }^{\circ}\text{C}$).

La funcționarea în regim supracritic, condensatorul instalației devine răcitor de CO₂.

În figura alăturată este reprezentat ciclul frigorific supracritic clasic cu CO₂.



Reprezentarea ciclului convențional (clasic) supracritic cu CO₂

Pentru calculul ciclului supracritic, temperatura finală până la care poate fi răcit CO₂ gazos comprimat (t_r [°C]) poate fi determinată cu relația:

$$t_r = t_{ar} + \Delta t_r$$

unde:

t_{ar} [°C] reprezintă temperatura agentului de răcire (apă sau aer)

Δt_r [°C] reprezintă diferența dintre temperatura minimă a gazului răcit și t_{ar} .

Valoarea minimă a parametrului Δt_r este de 3 °C (Gupta & Dasgupta, 2014; Ge & Cropper, 2009; Ge et al., 2015; Santosa, 2015; Alefeld, 1987). Eficiența energetică a ciclului, scade odată cu creșterea Δt_r .

Presiunea de refulare a compresorului, reprezintă un parametru, care influențează eficiența energetică.

În calculul termic al ciclurilor pompelor de căldură, considerate în cadrul studiului, s-a ținut seama de variațiile de regim termic, determinate nu numai de modificările de temperatură ale sursei reci, ci și de cele datorate sursei calde.

O importanță majoră, pentru comportamentul termic al pompelor de căldură, este prezentată de temperatura pe retur a agentului termic, de valoarea acestei temperaturi depinzând capacitatea de răcire a agentului frigorific în ciclurile supracritice, cum sunt cele considerate în acest studiu.

La funcționarea pe timp de vară, pompele de căldură trebuie să prepare a.c.m., iar temperatura scăzută a apei reci permite răcirea avansată a agentului frigorific (CO₂) cu efecte benefice asupra eficienței pompelor de căldură.

La funcționarea pe timp de iarnă, pompele de căldură trebuie să asigure atât încălzirea cât și prepararea a.c.m. În regim de încălzire, temperatura pe retur, considerată de 50 °C, este mult mai ridicată decât temperatura apei reci utilizată la prepararea a.c.m., astfel încât scade capacitatea de răcire a agentului frigorific (CO₂) cu efecte negative asupra eficienței pompelor de căldură.

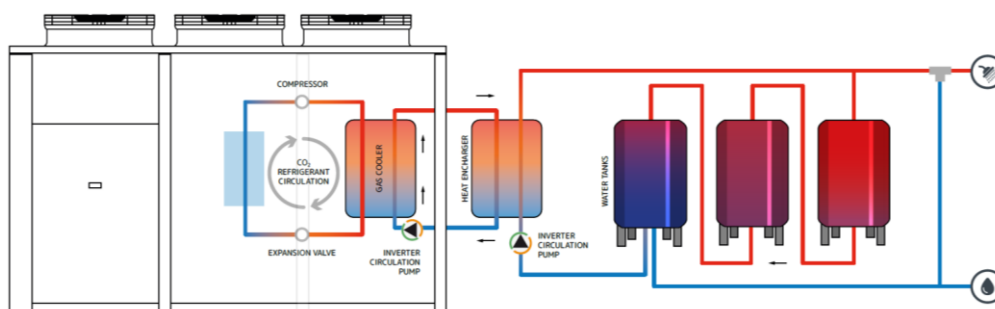
În cadrul studiului, atât pentru pompele de căldură aer – apă cât și pentru pompele de căldură apă – apă au fost considerate următoarele regimuri de calcul:

- „ACM” – preparare a.c.m.
- „Încălzire” – încălzire
- „Combinat” – încălzire și preparare a.c.m.

În continuare sunt prezentate câteva rezultate considerate reprezentative ale calculelor termice, pentru fiecare din aceste regimuri de funcționare a pompelor de căldură.

Pompe de căldură aer-apă

În figura alăturată este prezentată schema unui sistem de producere a apei calde menajere cu ajutorul unei pompe de căldură aer – apă.



Schema unui sistem de producere a apei calde cu ajutorul unei pompe de căldură aer – apă
<https://tempcold.com.pl/assets/upload/1591003799-Technical%20brochure%20HP90%20%20HP90W%20%20R744%20CO2.pdf>

Asemănător, pompele de căldură pot fi integrate în sisteme de încălzire centralizată.

În continuare sunt prezentate rezultatele simulării comportamentului pompelor de căldură aer – apă de temperatură ridicată, cu CO₂ (R744). A fost considerată o pompa de căldură cu următoarele caracteristici:

- Temperatura exterioară minimă: -20 °C (în regim de preparare a.c.m.)
- Puterea termică nominală: (14.5 – 124.9) kW
- COP: (3 – 3.4)
- Temperatura maximă a agentului termic: 90 °C

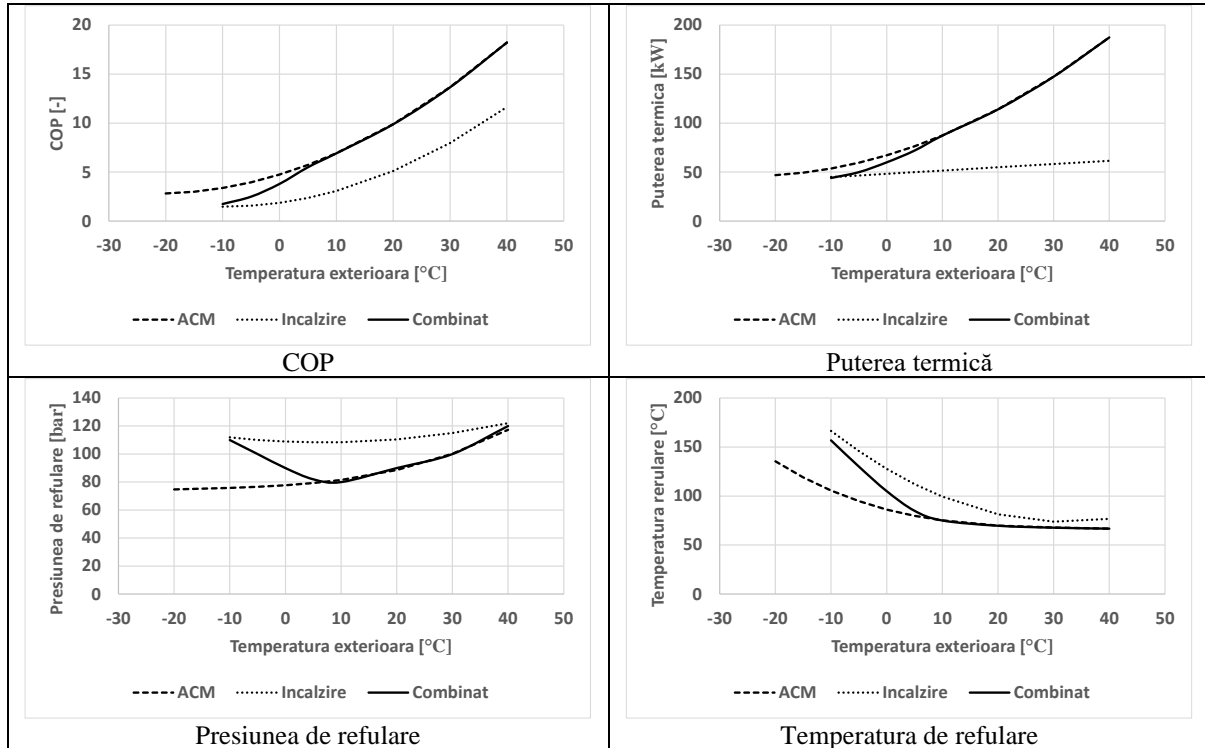
COP este determinat la temperatura aerului ambiant de 7 °C și cu regimul termic al apei calde preparate: (20 - 80) °C.

Rezultatele obținute pot fi extrapolate și pentru pompe de căldură cu alte puteri termice.

În cazul pompelor de căldură aer – apă, temperatura de vaporizare este întotdeauna mai mică decât temperatura aerului ambiant. În acest studiu s-a considerat că diferența dintre temperatura ambiantă și temperatura de vaporizare este de 15 °C.

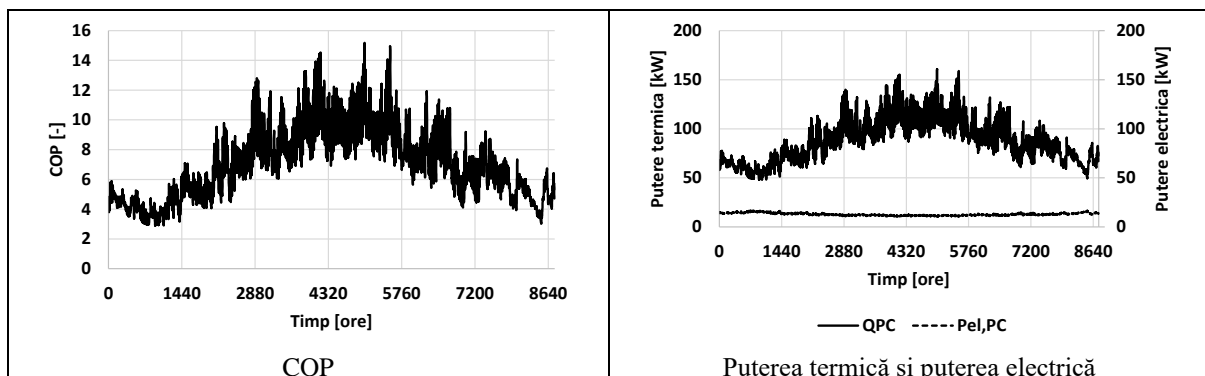
În continuare sunt prezentate rezultatele considerate reprezentative ale calculului termic al pompelor de căldură:

- COP (coeficient de performanță)
- Putere termică
- Presiunea de refulare
- Temperatura de refulare



Se observă că la temperaturi exterioare sub -10°C , COP și puterea termică scad foarte mult, iar presiunea și temperatura de refulare cresc foarte mult, motiv pentru care în continuarea studiului s-a considerat că temperatura exterioară minimă până la care pompele de căldură pot să funcționeze în condiții de siguranță este de -10°C .

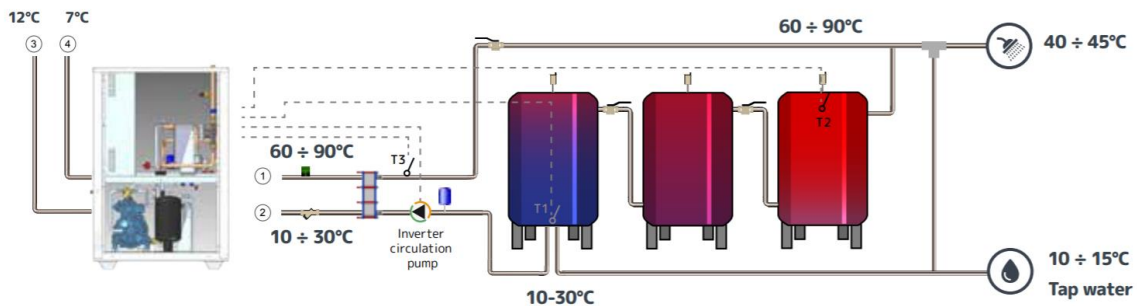
În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație ale COP și ale puterii termice produse, respectiv puterii electrice consumate, în condițiile de funcționare întâlnite de-a lungul anului.



Se observă că în timpul verii COP și puterea termică produsă au valori ridicate, în timp ce puterea electrică necesară pentru funcționarea pompei de căldură prezintă valori scăzute. În timpul iernii valorile acestor parametrii se inversează.

Pompe de căldură apă-apă

În figura alăturată este prezentată schema unui sistem de producere a apei calde menajere cu ajutorul unei pompe de căldură apă – apă.



Schema unui sistem de producere a apei calde cu ajutorul unei pompe de căldură apă – apă
<https://tempcold.com.pl/assets/upload/1591003799-Technical%20brochure%20HP90%20-%20HP90W%20%20R744%20CO2.pdf>

Asemănător, pompele de căldură pot fi integrate în sisteme de încălzire centralizată.

În continuare sunt prezentate rezultatele simulării comportamentului pompelor de căldură aer – apă de temperatură ridicată, cu CO₂ (R744). A fost considerată pompa de căldură HPW 90 a producătorului Enerblue, cu următoarele caracteristici:

- Temperatura exterioară minimă: -20 °C (în regim de preparare a.c.m.)
- Puterea termică nominală: (14.5 – 124.9) kW
- COP: (3.5 – 3.7)
- Temperatura maximă a agentului termic: 90 °C

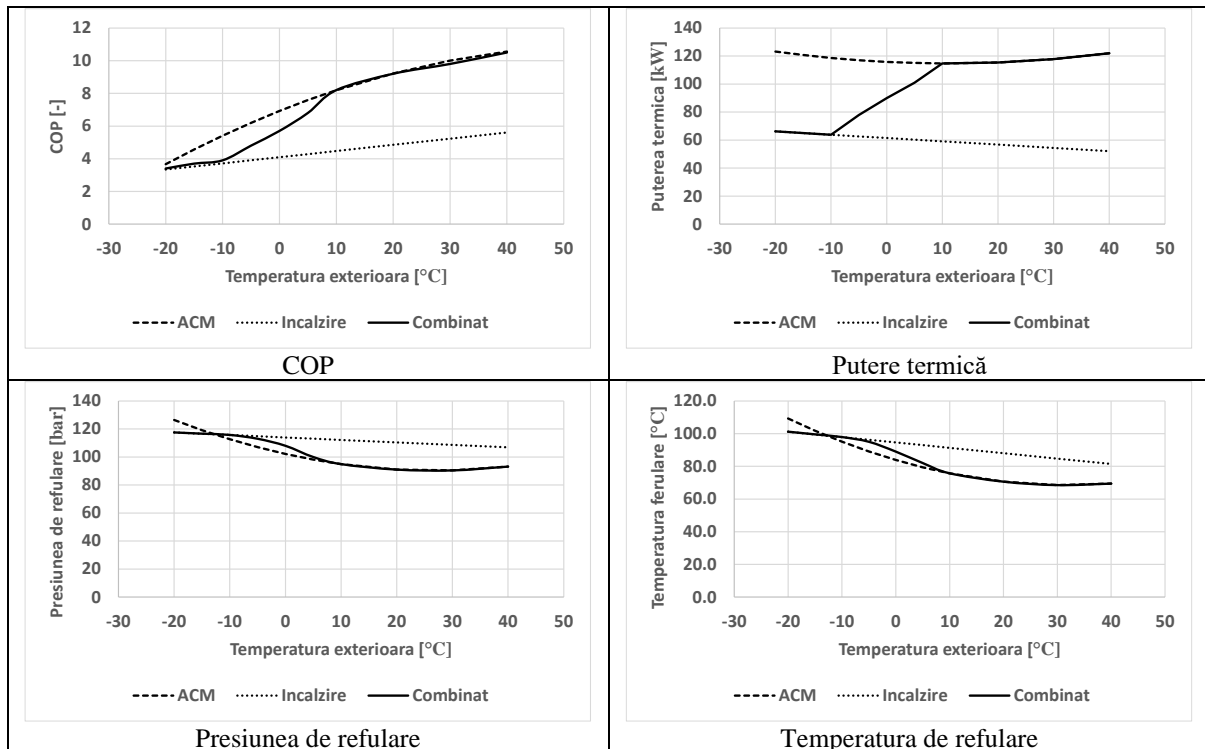
COP este determinat la regimul termic al apei reci de 12/7 °C și cu regimul termic al apei calde preparate: 20/80 °C.

Rezultatele obținute pot fi extrapolate și pentru pompe de căldură cu alte puteri termice.

În cazul pompelor de căldură apă – apă, temperatura de vaporizare este întotdeauna mai mică decât temperatura apei reci disponibile.

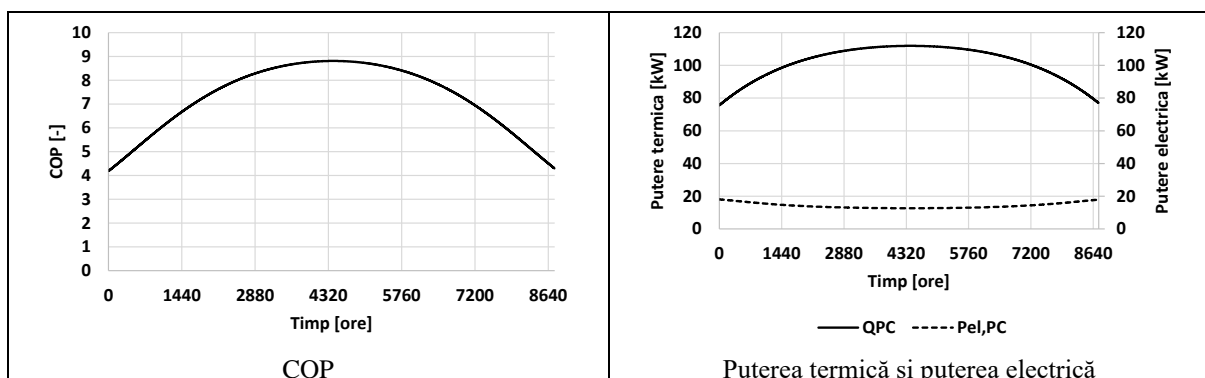
În continuare sunt prezentate rezultatele considerate reprezentative ale calculului termic al pompelor de căldură:

- COP (coeficient de performanță)
- Putere termică
- Presiunea de refulare
- Temperatura de refulare



Se observă că valorile tuturor caracteristicilor termice investigate, se mențin în limite rezonabile la orice valori ale temperaturii exterioare, astfel încât pentru aceste pompe de căldură nu s-a impus o limită inferioară a temperaturii exterioare, care trebuie să fie menținută, deci aceste pompe de căldură pot să funcționeze la orice temperatură exterioară.

În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație ale COP și ale puterii termice produse, respectiv puterii electrice consumate, în condițiile de funcționare întâlnite de-a lungul anului.

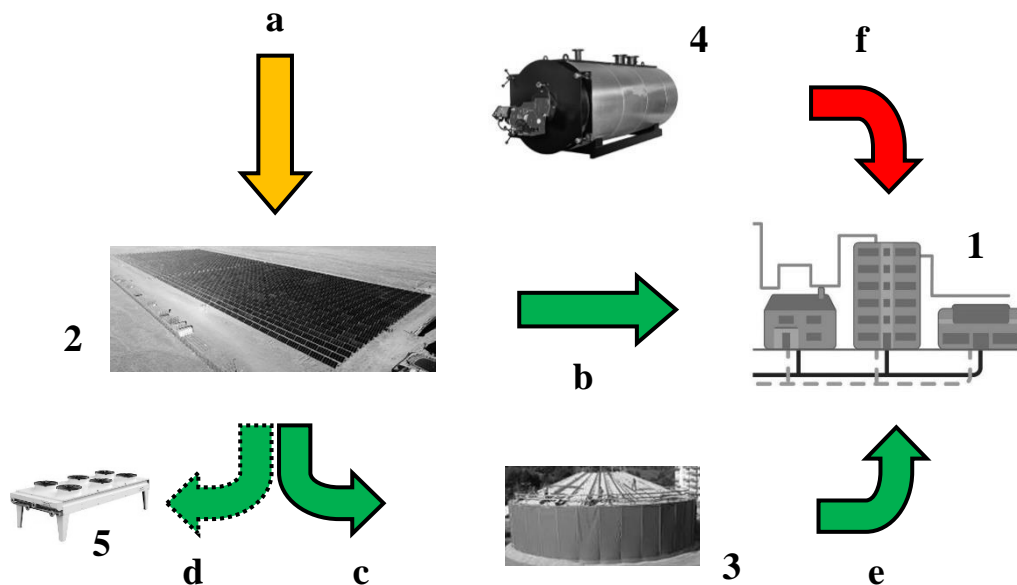


Se observă că în timpul verii COP și puterea termică produsă au valori ridicate, în timp ce puterea electrică necesară pentru funcționarea pompei de căldură prezintă valori scăzute. În timpul iernii valorile acestor parametrii se inversează.

Elemente de calcul. Sisteme solare termice

Considerații preliminare

În figura alăturată este prezentată schema de principiu a unui sistem solar termic integrat într-un sistem de încălzire centralizată.



Schema de principiu a unui sistem solar termic de încălzire centralizată (termoficare)

(care deservește un sistem de încălzire centralizată / termoficare al unei comunități)

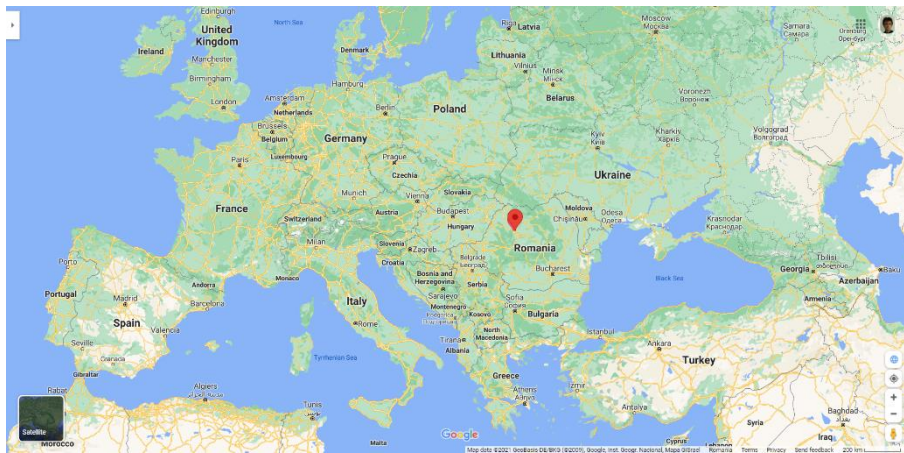
- 1 – Zonă rezidențială; 2 – Câmp de colectori solar termici; 3 – Tanc de stocare sezonieră; 4 – Cazan; 5 - Răcitor
a – Radiație solară; b – Căldură solară pentru termoficare; c – Căldură solară pentru stocare sezonieră;
d – Căldură solară în exces; e – Căldură pentru termoficare din stocarea sezonieră;
f – Căldură din combustibili convenționali

În continuare, pentru simplificare, rezervorul de stocare sezonieră a căldurii, este considerat izolat adiabetic (au fost neglijate pierderile de căldură aferente). Un studiu referitor la comportarea unui sistem solar termic, realizat pentru localitatea Zaragoza, din Spania, este disponibil la adresa web: http://www.mugurbalan.eu/sst/sisteme_solare_termice.pdf

Locație și condiții climatice

Studiul a fost realizat în mai multe variante, pentru sistemul de încălzire centralizată deservit de centrala termică de cartier CT 16 Mănăștur, care deservește cca. 880 apartamente.

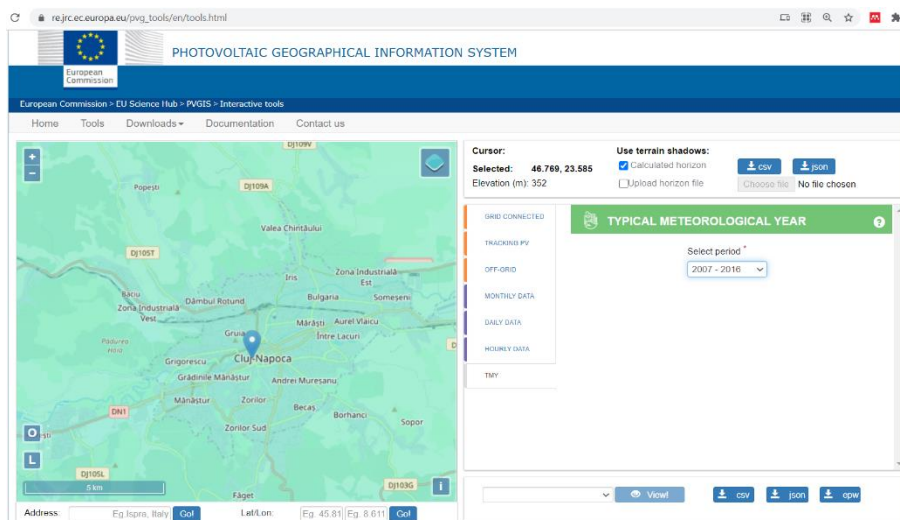
În figura alăturată, este prezentat amplasamentul localității Cluj-Napoca pe harta Europei.



Amplasamentul localității Cluj-Napoca pe harta Europei

Parametrii climatici care influențează comportarea sistemelor solare termice, sunt intensitatea radiației solare și temperatura ambiantă. Valorile parametrilor climatici, pentru localitatea Cluj-Napoca, au fost preluate din anul climatic standard (*Typical Meteorological Year - TMY*), determinat pe baza măsurărilor meteorologice realizate în perioada 2007-2016.

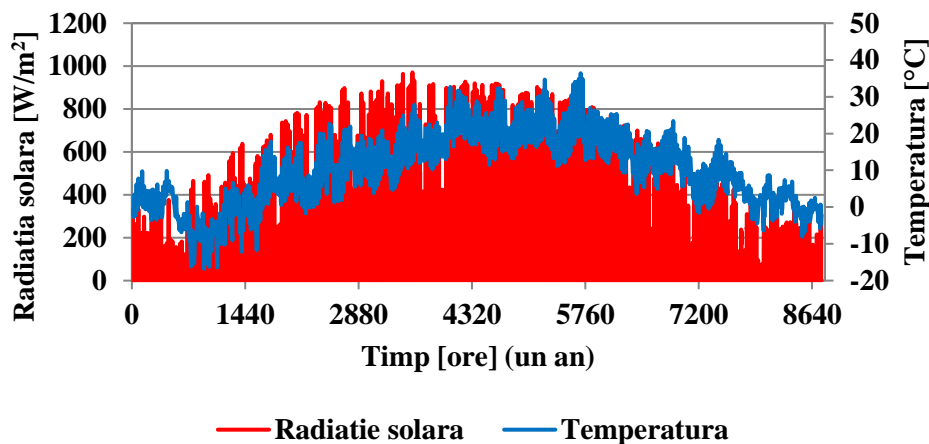
În figura alăturată, este prezentată interfața pentru preluarea datelor climatice conform TMY, disponibilă pe site-ul Uniunii Europene, la adresa: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html



Interfața pentru preluarea datelor climatice conform TMY

https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html

Curbele de variație ale intensității radiației solare în plan orizontal și ale temperaturii ambiante, pentru Cluj-Napoca, sunt prezentate în figura alăturată.

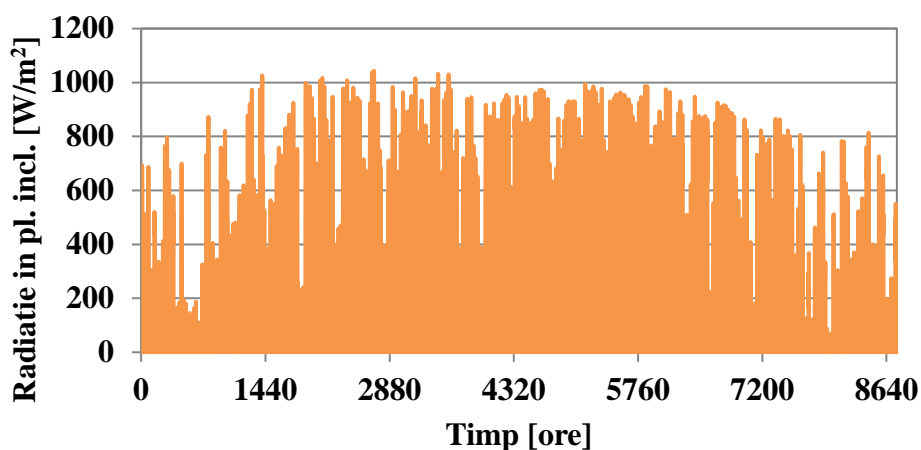


Curbele de variație ale intensității radiației solare în plan orizontal și ale temperaturii ambiante, pentru Cluj-Napoca

Acești parametri reprezintă date de intrare ale algoritmului de calcul.

În acest studiu, a fost considerată orientarea colectoarelor solar termici spre sud, cu o înclinare de 35°. Se poate investiga influența unghiului de înclinare asupra comportării sistemului și se poate optimiza acest parametru, în funcție de locație și de profilul curbei necesarului de căldură al sistemului de încălzire și eventual răcire centralizată.

În figura alăturată este prezentată curba de variație a intensității radiației solare incidente în planul colectoarelor solari termici, pentru orientarea și înclinarea considerată (calculată conform algoritmului disponibil la adresa: http://mugurbalan.eu/sst/2_1_b.pdf).



Intensitatea radiației solare incidente în planul colectoarelor solari termici

Caracteristici tehnice și constructive

Încălzire

Zona rezidențială investigată, este considerată ca fiind compusă din 880 apartamente în care locuiesc în total 2200 persoane (o medie de 2.5 persoane / apartament). Evident, toate elementele acestei configurații sunt flexibile.

În cazul temperaturilor exterioare peste 10 °C se consideră că sistemul de încălzire centralizată (termoficare), nu mai livrează căldură ($\dot{Q}_{inc} = 0$), dar continuă să livreze agent termic pentru preparare a.c.m.

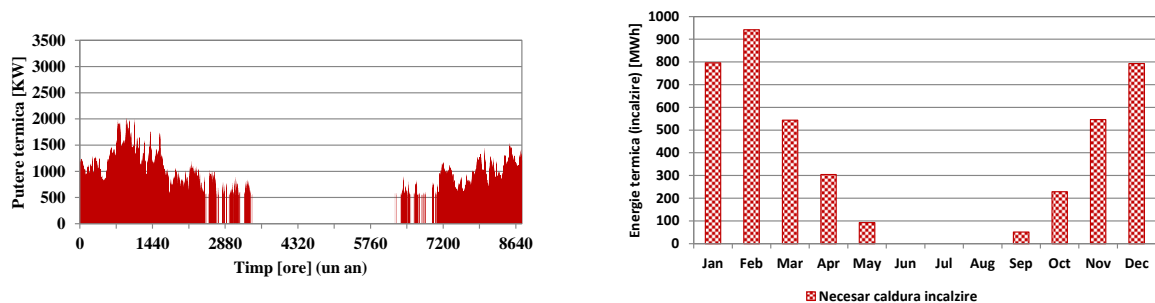
Puterea termică pentru încălzire (\dot{Q}_{inc}), se determină cu relația:

$$\dot{Q}_{inc} = k \cdot S \cdot (t_i - t_{ex})$$

unde:

- $k \cdot S$ este 55 kW/K este un parametru caracteristic pentru transferul termic
- $t_i = 20$ °C este temperatura interioară considerată
- t_e [°C] este temperatura exterioară, considerată conform TMY

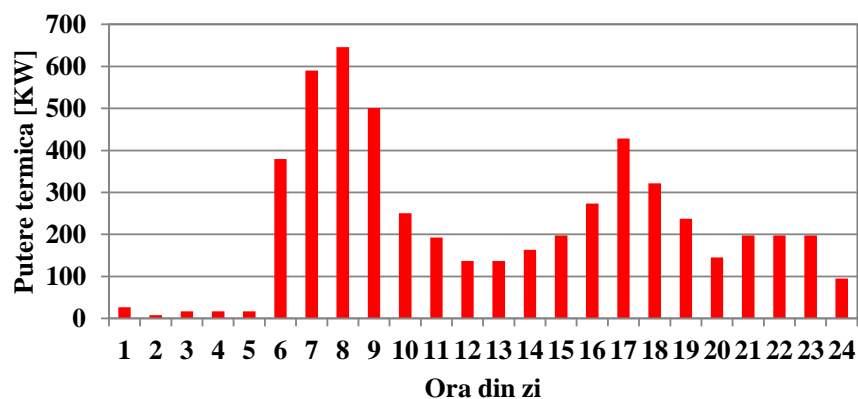
În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație orară și lunară a puterii termice, respectiv a căldurii necesare pentru încălzire.



Curbele de variație a puterii termice, respectiv a căldurii necesare pentru încălzire

Preparare a.c.m.

Consumul zilnic de a.c.m. a fost considerat de 70 l/persoană/zi, iar în figura alăturată este prezentat profilul zilnic al necesarului de putere termică, pentru prepararea a.c.m.

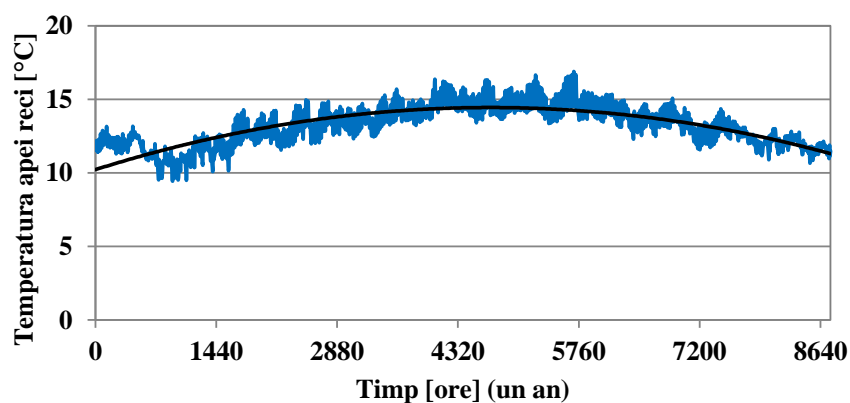


Profilul orar de putere termică, necesară pentru prepararea a.c.m.

Pentru realizarea studiului, s-a considerat că profilul zilnic de consum a.c.m. se repetă identic, pe durata întregului an.

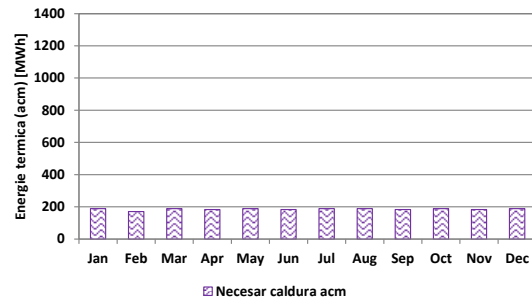
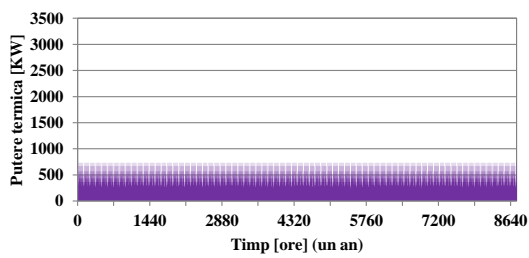
Pentru determinarea temperaturii apei reci la intrarea în sistemul de preparare a.c.m. (t_{wr}) a fost considerată o variație liniară în funcție de temperatura ambiantă, de la 9 °C (pentru temperatura exterioară de -20 °C), până la 15 °C (pentru temperatura exterioară de 30 °C). Ulterior, a fost determinată prin interpolare, curba de variație a temperaturii apei reci, având în vedere că variația zilnică a temperaturii apei, este mult mai redusă decât variația temperaturii aerului.

În figura alăturată este prezentată curba de variație a temperaturii apei reci, în condițiile de variație a temperaturii exterioare conform TMY pentru Cluj-Napoca.



Curba de variație a temperaturii apei reci pentru Cluj-Napoca

În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație orară și lunară a puterii, respectiv a căldurii necesare pentru preparare a.c.m.

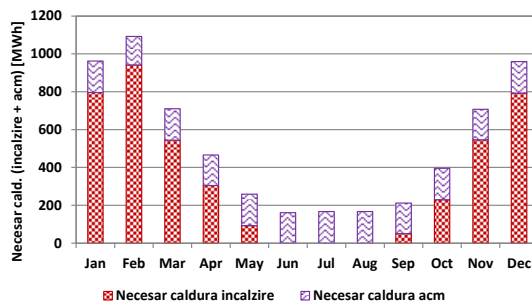
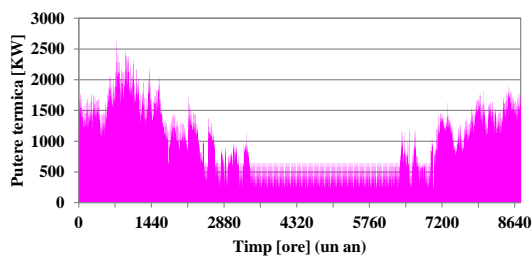


Curbele de variație a puterii și energiei termice necesare pentru preparare a.c.m.

Încălzire și preparare a.c.m.

În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație orară și lunară a puterii termice totale (\dot{Q}_{tot} [kW]), respectiv a căldurii necesare pentru încălzire și preparare a.c.m., care se determină cu relația:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{inc} + \dot{Q}_{acm}$$



Curbele de variație a puterii termice, respectiv a căldurii necesare pentru încălzire și preparare a.c.m.

Regimul termic al sistemului de încălzire centralizată (termoficare)

Se consideră că sistemele de încălzire din locuințe pot fi:

- Noi și prevăzute să funcționeze cu agent termic de joasă temperatură, respectiv fie sunt de tipul încălzire în pardoseală, fie sunt ventiloconvectoare. În aceste condiții, se consideră că temperatura minimă pe turul sistemului de termoficare este 45 °C.
- Vechi și prevăzute să funcționeze cu agent termic de înaltă temperatură, respectiv sunt de tipul radiatoarelor. În aceste tipuri de sisteme, se consideră că agentul termic produs în sistemul solar termic, ajunge direct în radiatoare, iar temperatura minimă a agentului termic este de 57 °C.

Valorile minime ale temperaturilor pe turul sistemelor de încălzire centralizată, reprezintă și temperatura minimă din rezervoarele de stocare sezonieră.

Regimurile de funcționare ale sistemului solar termic, au fost denumite în continuare de joasă temperatură (JT), pentru cazul dezvoltărilor rezidențiale noi, respectiv de înaltă temperatură (IT), pentru clădirile vechi, existente.

Colectorii solari termici

În cadrul studiului a fost investigată influența dimensiunii câmpului de colectori solari termici asupra caracteristicilor și comportării sistemului de termoficare. Pentru situația de referință se consideră că există un număr de 200 colectori solari termici plani.

Acești colectori, special proiectați pentru sisteme de dimensiuni mari, sunt realizate din câte 5 panouri solare termice.

Caracteristicile tehnice ale colectoarelor considerați, sunt prezentate în tabelul alăturat.

Caracteristicile tehnice ale colectoarelor solari termici				
Nr. crt.	Denumire	Notăție	Valoare	U.M.
1	Apertura	A	12.56	m ²
2	Randament optic	η_0	0.838	-
3	Coeficient pierderi termice	k_1	2.46	W/m ² K
4	Coeficient pierderi termice	k_2	0.097	W/m ² K ²

Randamentul sistemului solar termic se determină cu relația:

$$\eta = \eta_0 - k_1 \frac{\Delta t}{I_{gt}} - k_2 \frac{\Delta t^2}{I_{gt}}$$

unde:

- I_{gt} [W/m^2] este intensitatea radiației termice globale incidente pe planul înclinat al colectoarelor a cărei variație a fost prezentată anterior (calculată conform algoritmului disponibil la adresa: http://mugurbalan.eu/sst/2_1_b.pdf);
- Δt [$^{\circ}C$] este diferența dintre temperatura medie a agentului termic din sistemul solar termic și temperatura mediului ambiant și se determină cu relația:

$$\Delta t = \frac{t_{tur,s} + t_{retur,s}}{2} - t_{ex}$$

unde:

- $t_{tur,s} = 90$ $^{\circ}C$ este temperatura pe turul sistemului solar termic (ieșire din colectori) (se presupune că sistemul solar termic, este automatizat astfel încât temperatura la ieșire este constantă);
- $t_{retur,s}$ [$^{\circ}C$] este temperatura pe returul sistemului solar termic (intrare în colectori), care se obține prin amestecul a trei debite, reprezentând returul sistemului solar termic: debitul care se întoarce direct din sistemul de încălzire centralizată (termoficare), debitul care se întoarce din rezervorul de stocare (la temperatura din rezervor) și debitul care se întoarce din sistemul de evacuare a căldurii solare disponibile în exces (dacă există această situație, se consideră că acest debit se întoarce cu temperatura din returul sistemului de încălzire centralizată);
- t_{ex} [$^{\circ}C$] este temperatura ambiantă.

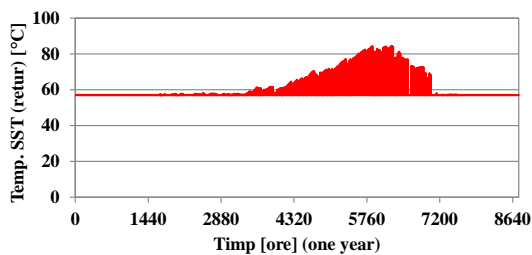
Puterea utilă a sistemului solar termic (\dot{Q}_s [kW]) se determină cu relația:

$$\dot{Q}_s = I_{gt} \cdot n \cdot A \cdot \eta$$

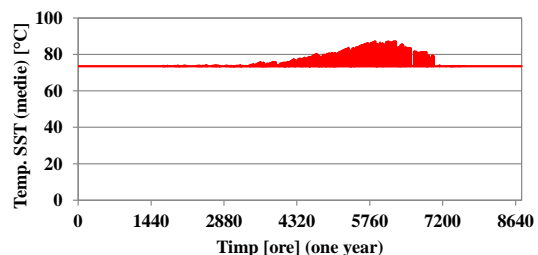
unde n este numărul de colectori solari termici. Pentru situația de referință ($n = 200$).

Apertura totală, pentru cei 200 colectori este de 2511 m^2 .

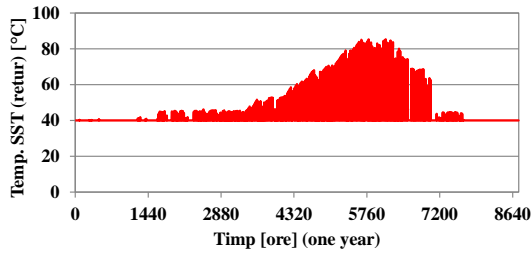
În figurile alăturate sunt reprezentate curbele de variație a temperaturii pe returul sistemului solar termic (SST) și a temperaturii medii a agentului termic din sistemul solar termic.



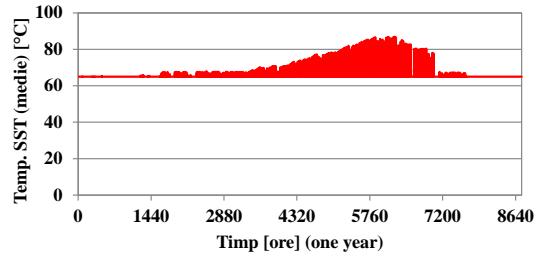
Temperatura pe returul SST - IT



Temperatura medie a SST - IT

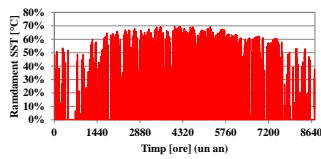


Temperatura pe returul SST - JT

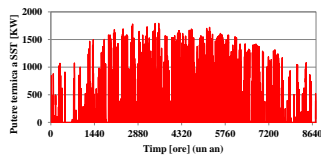


Temperatura medie a SST - JT

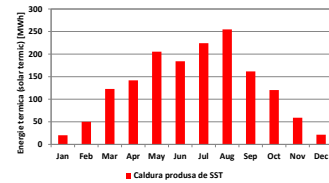
În figurile alăturate sunt reprezentate curbele de variație a randamentului sistemului solar termic (η), respectiv a puterii termice utile a sistemului solar termic (\dot{Q}_s) și a căldurii utile produse de sistemul solar termic (înglobată în agentul termic).



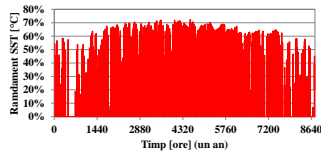
Randament SST - IT



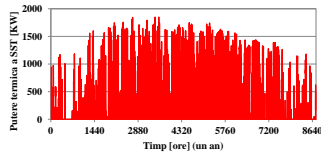
Putere SST - IT



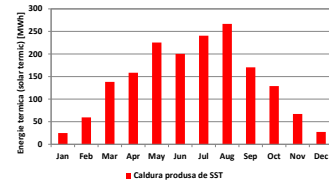
Căldură SST - IT



Randament SST - JT



Putere SST - JT



Căldură SST - JT

Rezervorul de stocare termică sezonieră

În cadrul studiului a fost investigată influența capacității (volumului) rezervorului de stocare termică sezonieră asupra caracteristicilor și comportării sistemului de termoficare. Volumul rezervorului de stocare este de 6000 m³ pentru cazul sistemului de înaltă temperatură, respectiv de 5300 6000 m³ pentru cazul sistemului de joasă temperatură. Se consideră că rezervorul de stocare este de formă cilindrică și că este îngropat. Rezervorul de stocare este considerat izolat adiabatic (se neglijează pierderile de căldură prin transfer termic cu solul).

Căldura acumulată în rezervorul de stocare (Q_a [kWh]), într-un interval de timp ($\tau = 1$ h) se poate scrie sub forma:

$$Q_a = (\dot{Q}_{s,st} - \dot{Q}_{s,s}) \cdot \tau = m_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w \Rightarrow \Delta t_w = \frac{(\dot{Q}_{s,st} - \dot{Q}_{s,s}) \cdot \tau}{m_w \cdot c_w}$$

unde:

$\dot{Q}_{s,st}$ [kWh] este fracția (partea) din puterea termică utilă a sistemului solar care este introdusă în rezervorul de stocare;

$\dot{Q}_{s,s}$ [kWh] este puterea termică preluată din rezervor și livrată în sistemul de încălzire centralizată;

m_w [kg] este masa de apă din rezervorul de stocare;

$c_w = 4.18$ kJ/kgK este căldura specifică a apei;

Δt_w [°C] este variația temperaturii apei din rezervor în intervalul de timp τ .

Cu ajutorul acestei relații se poate determina variația temperaturii apei din rezervorul de stocare, în fiecare interval $\tau = 1$ h, pentru care se efectuează calculele, respectiv temperatura apei după fiecare interval de timp.

În funcție de raportul dintre $\dot{Q}_{s,st}$ și $\dot{Q}_{s,s}$, variația temperaturii (Δt_w) poate fi pozitivă sau negativă, iar temperatura apei poate să crească (acumulare de căldură) sau să scadă (descărcare termică).

Temperatura minimă a apei din rezervorul de stocare sezonieră a căldurii ($t_{rez,min}$ [°C]), este considerată egală cu temperatura minimă pe turul sistemului de încălzire centralizată, respectiv ($t_{rez,min} = 57$ °C).

Dacă temperatura din rezervor (t_{rez} [°C]) atinge valoarea minimă, înseamnă a acesta nu mai poate deservi sistemul de încălzire centralizată și se oprește curgerea apei pe circuitul dintre rezervorul de stocare și zona rezidențială deservită.

Temperatura maximă a apei din rezervorul de stocare sezonieră a căldurii ($t_{rez,max}$ [°C]), este considerată egală cu temperatura agentului termic produs de sistemul solar termic, respectiv ($t_{rez,max} = 90$ °C).

Dacă temperatura din rezervor (t_{rez} [°C]) atinge valoarea maximă, înseamnă că acesta trebuie decuplat de la sistemul solar termic și se oprește curgerea apei pe circuitul dintre sistemul solar termic rezervorul de stocare.

Se consideră că temperatura inițială a apei din rezervor este de 57 °C pentru cazul IT, respectiv 45 °C pentru cazul JT.

Regimuri de funcționare și componente energetice

Regimul de funcționare al sistemului solar de încălzire centralizată (termoficare) depinde de doi parametri:

- Raportul dintre puterea termică totală necesară pentru încălzire și preparare a.c.m. (\dot{Q}_{tot}) și puterea utilă a sistemului solar termic (\dot{Q}_s);
- Valoarea temperaturii din rezervorul de stocare (t_{rez}), față de valorile minimă și maximă admisă.

Din punctul de vedere al raportului dintre cele două puteri termice (\dot{Q}_{tot} și \dot{Q}_s) există două situații posibile:

- ($\dot{Q}_{tot} \geq \dot{Q}_s$) (toată căldura „solară” este utilizată de consumatori);
- ($\dot{Q}_{tot} < \dot{Q}_s$) (căldura solară se distribuie între consumatori și rezervorul de stocare).

Din punctul de vedere al temperaturii din rezervor, față de valorile minimă și maximă admisă, există trei situații posibile:

- ($t_{rez} < t_{rez,min}$) (rezervorul poate doar să acumuleze căldură, dacă există disponibil);
- ($t_{rez,min} \leq t_{rez} \leq t_{rez,max}$) (rezervorul poate să acumuleze căldură sau să cedeze căldură);
- ($t_{rez} > t_{rez,max}$) (rezervorul nu mai poate să acumuleze căldură).

În tabelul alăturat sunt prezentate cele 6 regimuri de funcționare posibile, care rezultă ca și combinație a cazurilor menționate. Tabelul conține și relațiile de calcul pentru puterile termice care se pot manifesta în sistemul solar de încălzire centralizată considerat.

Regimurile posibile de funcționare ale sistemului solar de încălzire centralizată					
$t_{rez} < t_{rez,min}$		$t_{rez,min} \leq t_{rez} \leq t_{rez,max}$		$t_{rez} \geq t_{rez,max}$	
$\dot{Q}_{tot} \geq \dot{Q}_s$	$\dot{Q}_{tot} < \dot{Q}_s$	$\dot{Q}_{tot} \geq \dot{Q}_s$	$\dot{Q}_{tot} < \dot{Q}_s$	$\dot{Q}_{tot} \geq \dot{Q}_s$	$\dot{Q}_{tot} < \dot{Q}_s$
A	B	C	D	E	F
$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_s$	$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{tot}$	$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_s$	$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{tot}$	$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_s$	$\dot{Q}_{s,i} = \dot{Q}_{tot}$
$\dot{Q}_{s,st} = 0$	$\dot{Q}_{s,st} = \dot{Q}_s - \dot{Q}_{tot}$	$\dot{Q}_{s,st} = 0$	$\dot{Q}_{s,st} = \dot{Q}_s - \dot{Q}_{tot}$	$\dot{Q}_{s,st} = 0$	$\dot{Q}_{s,st} = 0$
$\dot{Q}_{s,ex} = 0$	$\dot{Q}_{s,ex} = 0$	$\dot{Q}_{s,ex} = 0$	$\dot{Q}_{s,ex} = 0$	$\dot{Q}_{s,ex} = 0$	$\dot{Q}_{s,ex} = \dot{Q}_s - \dot{Q}_{tot}$
$\dot{Q}_{s,s} = 0$	$\dot{Q}_{s,s} = 0$	$\dot{Q}_{s,s} = \dot{Q}_{tot} - \dot{Q}_{s,i}$	$\dot{Q}_{s,s} = 0$	$\dot{Q}_{s,s} = \dot{Q}_{tot} - \dot{Q}_{s,i}$	$\dot{Q}_{s,s} = 0$
$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{tot} - \dot{Q}_{s,i}$	$\dot{Q}_g = 0$	$\dot{Q}_g = 0$	$\dot{Q}_g = 0$	$\dot{Q}_g = 0$	$\dot{Q}_g = 0$

- \dot{Q}_{tot} : Puterea termică totală necesară în sistemul de termoficare (încălzire și a.c.m.)
- \dot{Q}_s : Puterea utilă a sistemului solar termic
- $\dot{Q}_{s,i}$: Frația (partea) din puterea termică utilă a sistemului solar care este introdusă în sistemul de încălzire centralizată
- $\dot{Q}_{s,st}$: Frația (partea) din puterea termică utilă a sistemului solar care este introdusă în rezervorul de stocare;
- $\dot{Q}_{s,ex}$: Frația (partea) din puterea termică utilă a sistemului solar care este în exces și trebuie evacuată (reprezintă pierdere energetică);
- $\dot{Q}_{s,s}$: Puterea termică preluată din rezervor și livrată în sistemul de încălzire;
- \dot{Q}_g : Puterea termică a cazanului cu funcționare pe gaz.

În tabelul alăturat este prezentată o descriere a regimurilor posibile de funcționare ale sistemului solar de încălzire centralizată.

Descrierea regimurilor de funcționare ale sistemului solar de încălzire centralizată

Componenta	A	B	C	D	E	F
Sist. sol. term.	Numai încălzire	Încălzire și stocare	Numai încălzire	Încălzire și stocare	Numai încălzire	Căldură în exces
Rezervor	Rămâne rece	Acumulare	Descărcare	Acumulare	Descărcare	Rămâne rece
Cazan	Încălzire pe gaz	Fără consum gaz	Fără consum gaz	Fără consum gaz	Fără consum gaz	Fără consum gaz

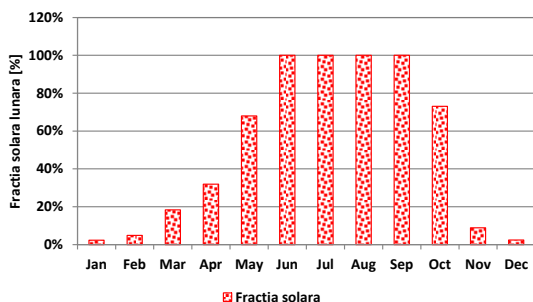
Fracția solară

Fracția solară (SF [-], [%]) reprezintă ponderea cu care contribuie sistemul solar termic (direct sau din rezervorul de stocare sezonieră) la asigurarea necesarului total de putere termică și se determină cu relația:

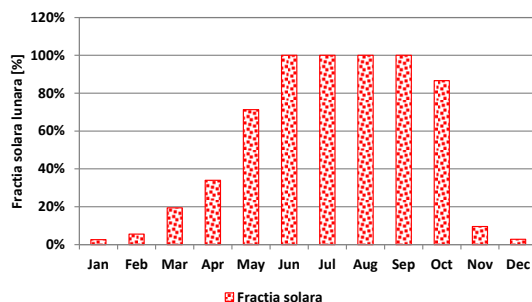
$$SF = \frac{Q_{s,i} + Q_{s,s}}{Q_{tot}}$$

Fracția solară poate fi calculată pentru fiecare interval considerat: orar, lunar, sau pentru tot anul.

În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație lunară a fracției solare, cele două regimuri de funcționare.



Fracția solară - IT



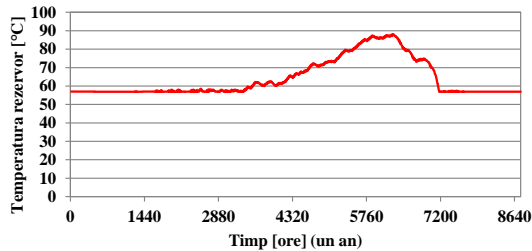
Fracția solară - JT

Pentru configurația considerată, fracția solară anuală este de 26.3 % pentru regimul IT, respectiv de 28.5 % pentru regimul JT.

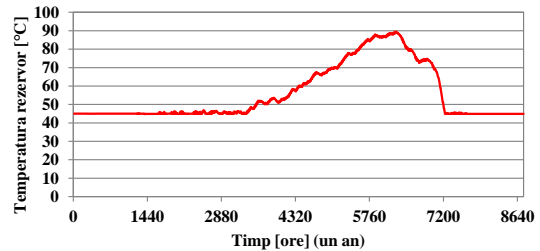
De regulă sistemele solare termice de termoficare se proiectează pentru a asigura o fracție solară anuală în intervalul (20...80) %, cu o medie în jurul valorii de (40...50) %.

Comportarea dinamică a sistemului solar de încălzire centralizată (termoficare)

În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație a temperaturii apei din rezervorul de stocare.



Temperatura din rezervor - IT



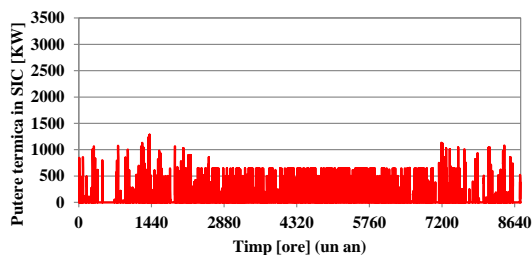
Temperatura din rezervor - JT

Se observă că în configurația sistemului solar de încălzire centralizată, temperatura apei din rezervor se modifică între limitele admise. Dacă există o perioadă îndelungată în care temperatura se menține în jurul valorii maxime, iar în această perioadă există exces de căldură provenită din sistemul solar, aceasta trebuie evacuată (reprezintă o pierdere).

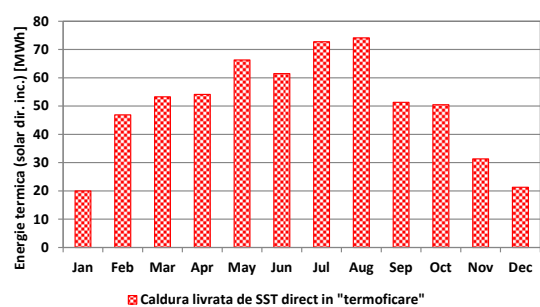
În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație orară și lunară a puterii termice solare în exces, respectiv a căldurii solare în exces.

Excesul de putere termică solară poate fi eliminat, fie prin mărirea volumului rezervorului, fie prin reducerea numărului de colectoare solare termice, respectiv a suprafeței totale a acestora (apertura totală). Creșterea volumului rezervorului, mărește costul investiției, dar crește valoarea fracției solare, iar reducerea numărului de colectoare, reduce costul investiției, dar scade valoarea fracției solare.

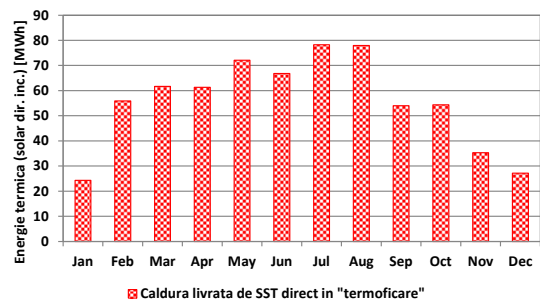
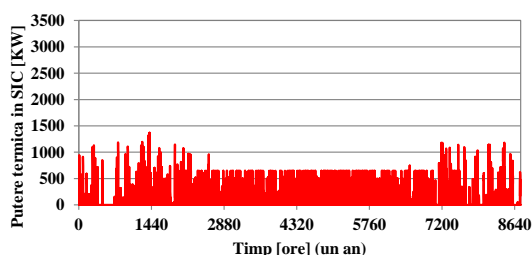
În figurile alăturate sunt prezentate curbele de variație a puterilor termice, respectiv ale căldurilor componente ale sistemului solar de încălzire centralizată.



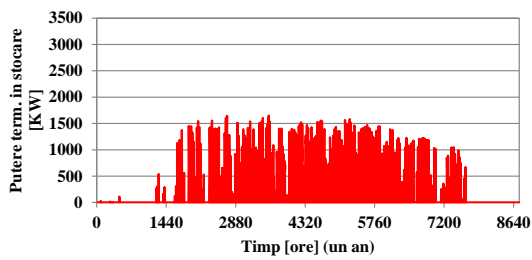
Putere term. solară pt. termoficare ($\dot{Q}_{s,i}$) - IT



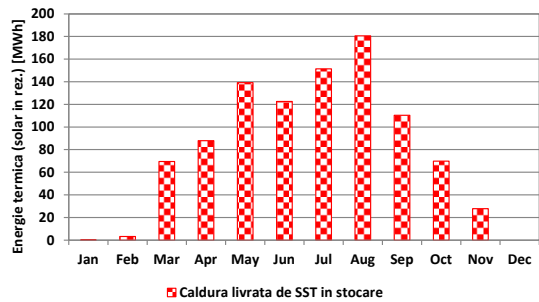
Căldură solară pt. termoficare ($Q_{s,i}$) - IT



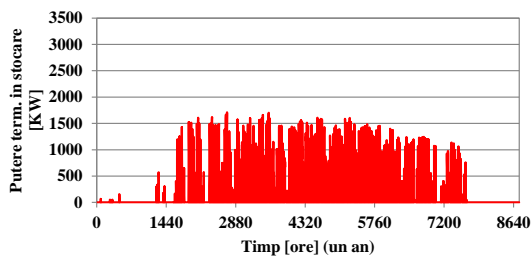
Putere term. solară pt. termoficare ($\dot{Q}_{s,i}$) - JT



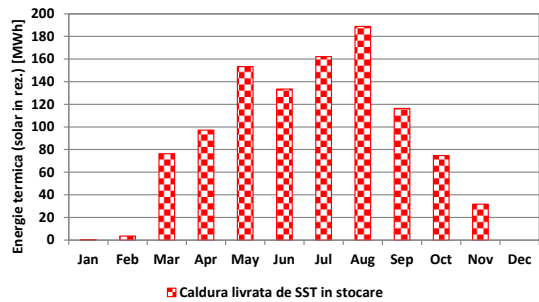
Căldură solară pt. termoficare ($Q_{s,i}$) - JT



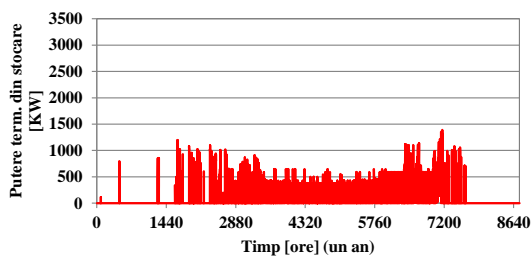
Puterea term. solară pt. stocare ($\dot{Q}_{s,st}$) - IT



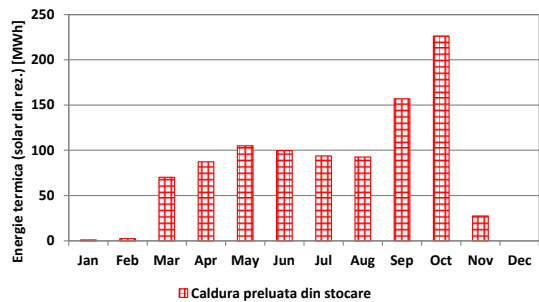
Căldură solară pt. stocare ($Q_{s,t}$) - IT



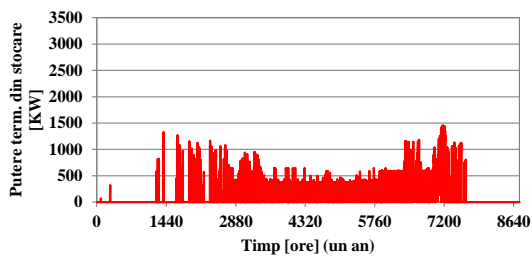
Puterea term. solară pt. stocare ($\dot{Q}_{s,st}$) - JT



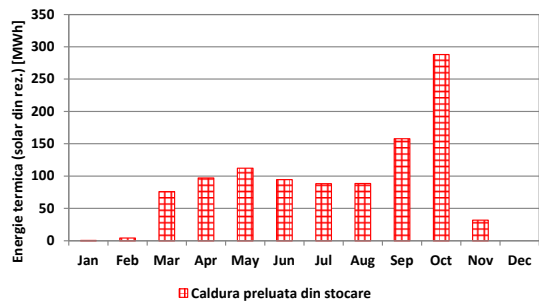
Căldură solară pt. stocare ($Q_{s,t}$) - JT



Puterea term. solară din stocare ($\dot{Q}_{s,s}$) - IT

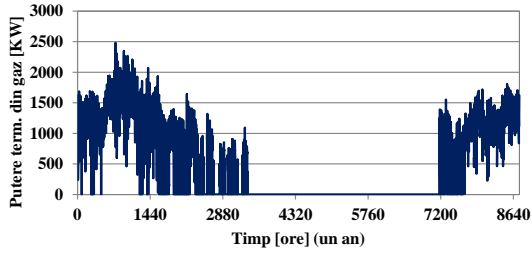


Căldură solară din stocare ($Q_{s,s}$) - IT

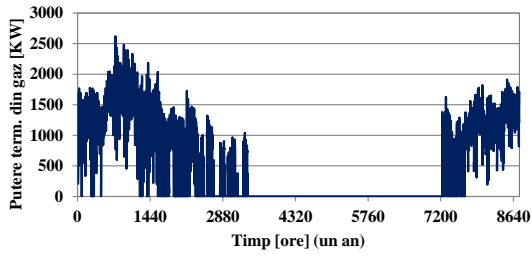


Puterea term. solară din stocare ($\dot{Q}_{s,s}$) - JT

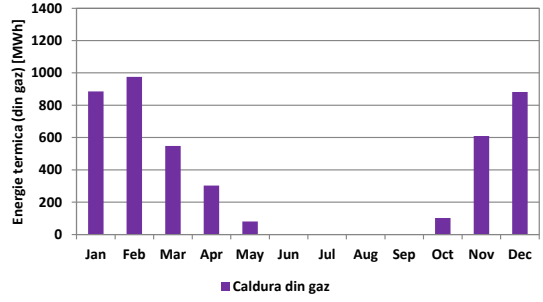
Căldură solară din stocare ($Q_{s,s}$) - JT



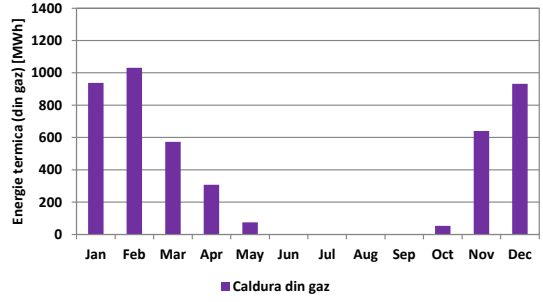
Puterea termică pe gaz (\dot{Q}_g) - IT



Puterea termică pe gaz (\dot{Q}_g) - JT



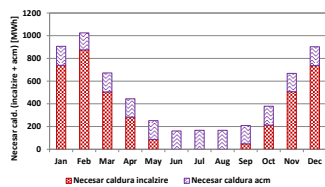
Căldură din gaz (Q_g) - IT



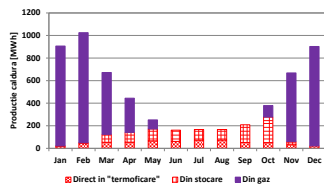
Căldură din gaz (Q_g) - JT

Bilanțuri energetice lunare

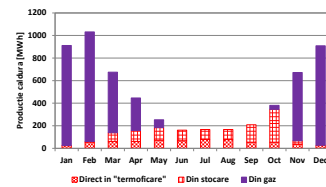
În figurile alăturate sunt prezentate componentele necesarului de căldură lunar, pentru verificarea bilanțurilor energetice lunare. Pe de-o parte sunt prezentate necesarul de căldură pentru încălzire și a.c.m., iar pe de altă parte sunt prezentate componentele producției de căldură: din sistemul solar termic direct în sistemul de încălzire centralizată (termoficare), din rezervorul de stocare sezonieră, respectiv din gaz.



Necesarul de căldură: încălzire + acm



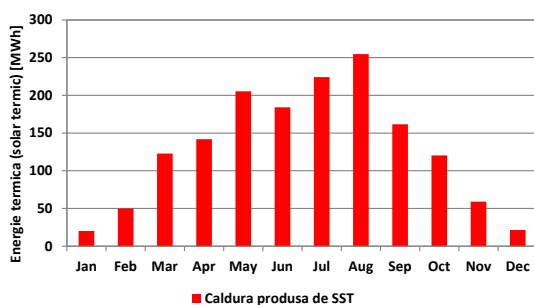
Prod. de căldură: solar + stocare + gaz - IT



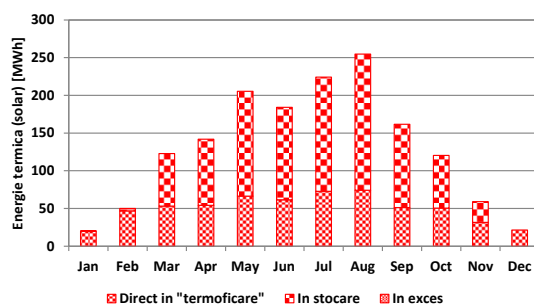
Prod. de căldură: solar + stocare + gaz - JT

Se observă că bilanțurile energetice lunare, se verifică atât pentru componentele necesarului de căldură, cât și pentru componentele producției de căldură.

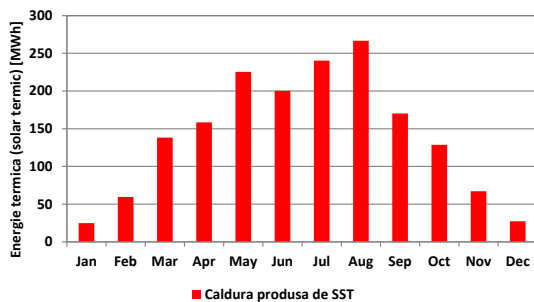
În figurile alăturate sunt prezentate căldura produsă lunar de sistemul solar termic și modul de distribuție a acesteia: direct în sistemul de încălzire centralizată (termoficare), în rezervorul de stocare sezonieră, respectiv în exces.



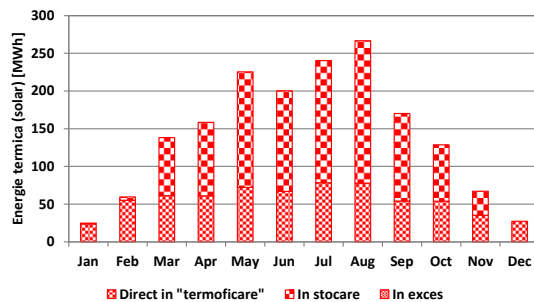
Căldura produsă de SST - IT



Componente căldură solară - IT



Căldura produsă de SST - JT

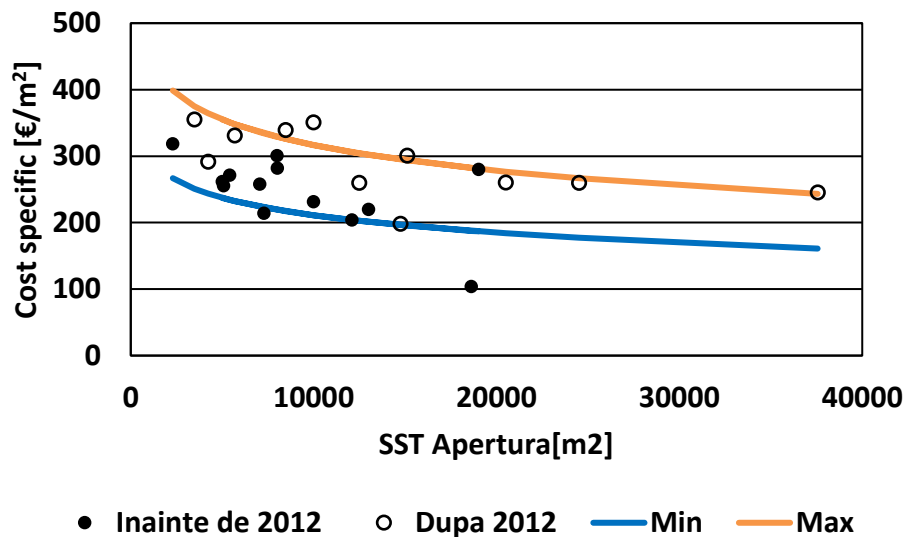


Componente căldură solară - JT

Se observă că bilanțurile energetice lunare, se verifică și pentru componentele căldurii produse de sistemul solar termic. Se observă și că sistemul este dimensionat astfel încât să nu apară căldură în exces din energia solară.

Costuri ale sistemului solar termic

Costurile specifice ale investițiilor necesare pentru realizarea unor sisteme solare termice (câmpul de colectori), în funcție de apertură, sunt prezentate în figura alăturată, conform (Mangold et al, 2012).



Costuri specifice minim, maxim și raportate în literatură, ale investițiilor în sisteme solare termice (colectori)

Se poate observa că și costurile specifice ale celor mai noi investiții, se situează între curbele costurilor specifice minime și maxime, recomandate în (Mangold et al, 2012). De asemenea se observă că există o tendință de a se realiza sisteme solare termice noi cu suprafețe tot mai mari.

Pentru valorile costurilor specifice maxime (Max) și minime (Min) ale unor astfel de investiții, în funcție de apertură ($A \text{ m}^2$), se propun ecuațiile de interpolare

$$C_{\min,S} = 298.06 - 37.75 \cdot \ln\left(\frac{A}{1000}\right)$$

$$C_{\max,S} = 444.55 - 55.57 \cdot \ln\left(\frac{A}{1000}\right)$$

Concluzii

Studiul prezintă o investigație asupra comportării unui sistem solar de încălzire centralizată (termoficare), bazat pe un algoritm de calcul analitic.

Locația considerată pentru sistemul solar investigat, este Cluj-Napoca, dar asemenea studii pot fi realizate pentru orice locație, în măsura în care sunt disponibile informații privind condițiile climatice. În acest studiu, condițiile climatice au fost considerate conform anului climatic tip (TMY), disponibil pe site-ul Uniunii Europene. Calculele au fost efectuate pentru intervale de timp de o oră.

Zona rezidențială deservită de sistemul solar de încălzire centralizată investigat, a fost considerată ca fiind alcătuită din 880 apartamente. Numărul de locuitori considerat este de 2200. Aceste informații au fost utilizate pentru evaluarea necesarului de căldură al sistemului de încălzire centralizată, dar configurația consumatorilor deserviți de sistemul de termoficare este flexibilă și poate fi adaptată după dorință, sau după necesități.

Modelul matematic elaborat, permite determinarea unor numeroși parametri care definesc atât condițiile de lucru cât și performanțele sistemului solar termic de încălzire centralizată investigat.

Pentru parametrii determinați sunt prezentate fie variațiile orare, fie variațiile lunare sau chiar anuale.

Studiul permite optimizarea configurației, astfel încât să nu existe exces de căldură provenită de la energia solară.

Fracția solară a sistemului de referință a fost determinată la valoarea de 26.3 % pentru regimul IT, respectiv la 28.5 % pentru regimul JT.

Referințe bibliografice

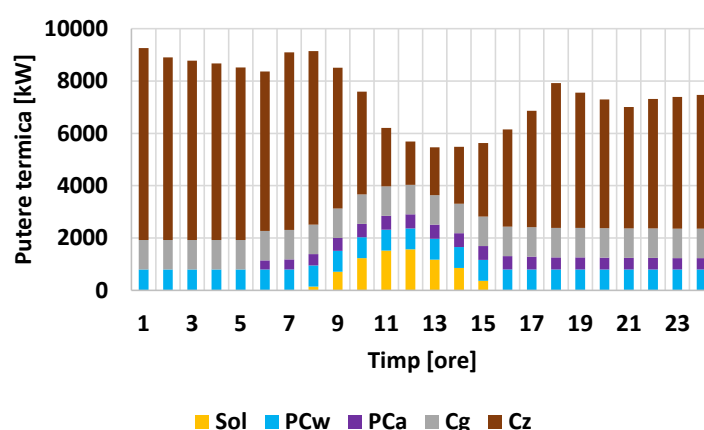
1. BREDEM 2012: A technical description of the BRE Domestic Energy Model. Version 1.1.
2. Energy Saving Trust: Measurement of Domestic Hot Water Consumption in Dwellings, 2008.
3. Hiris,P.D., Bode,F., Pop,O.G., Balan,M.C. - Simple Modeling of the Solar Seasonal Thermal Storage Behavior. In: Visa I., Duta A. (eds) Solar Energy Conversion in Communities. Springer Proceedings in Energy. Springer, Cham. (2020)
https://doi-org.am.e-nformation.ro/10.1007/978-3-030-55757-7_2
4. Guadalfajara, M., Lozano, M.A., Serra, L.M.: Comparison of simple methods for the design of central solar heating plants with seasonal storage. Energy Procedia 48, 1110–1117 (2014).
5. Guadalfajara, M., Lozano, M.A., Serra, L.M.: A simple method to calculate Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage. Energy Procedia 48, 1096–1109 (2014).
6. Guadalfajara, M., Lozano, M.A., Serra, L.M.: Simple calculation tool for central solar heating plants with seasonal storage. Solar Energy 120, 72–86 (2015).
7. D. Mangold, O. Miedaner, E.P. Tziggili, T. Schmidt, M. Unterberger, B. Zeh, Technisch-wirtschaftliche analyse und weiterentwicklung der solaren langzeit-wärmespeicherung. Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607N, 2012.

Ordinea de prioritate a tehnologiilor

Având în vedere că în unele CT există mai multe tipuri de surse de căldură, a fost stabilită ordinea de prioritate a acestora, în funcție de capacitatea de reducere a emisiilor de CO₂ și de eficiența energetică:

- Sistemele solare termice
- Pompele de căldură apă – apă
- Pompele de căldură aer – apă
- Motoarele de cogenerare
- Cazanele

În figura alăturată este prezentată maniera în care este asigurat necesarul de căldură în CTZ reconfigurat, în data de 8.03.

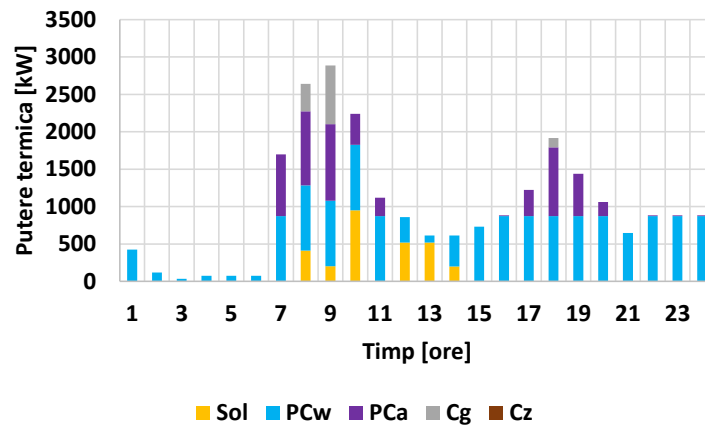


Maniera în care este asigurat necesarul de căldură în CTZ reconfigurat, în data de 8.03

Se observă următoarele elemente caracteristice ale producției de energie termică:

- Producția totală de energie termică variază între cca. 5500 kW și cca. 9200 kW
- Atunci când este disponibilă, energia solară este utilizată cu prioritate maximă
- Pompele de căldură apă – apă funcționează permanent la o putere termică relativ constantă
- Pompele de căldură aer – apă nu funcționează în primele 5 ore ale zilei, deoarece temperatura ambiantă este prea scăzută
- Cogenerarea funcționează permanent la o putere termică relativ constantă
- Cazanele funcționează pentru a asigura diferența de putere termică necesară

În figura alăturată este prezentată maniera în care este asigurat necesarul de căldură în CTZ reconfigurat, în data de 3.09.



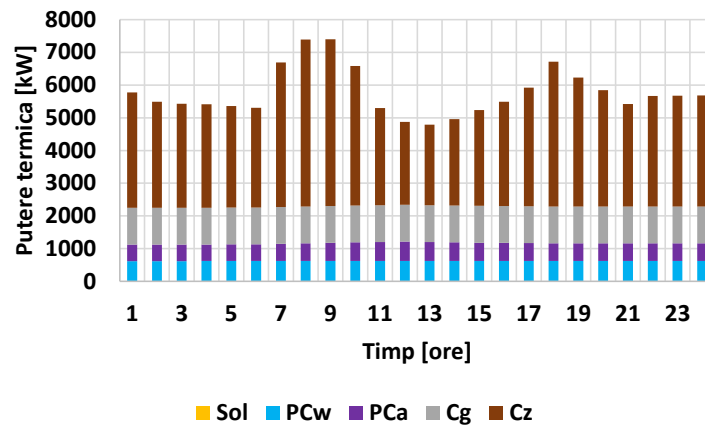
Maniera în care este asigurat necesarul de căldură în CTZ reconfigurat, în data de 3.09

În această zi, este nevoie să se producă doar a.c.m., nu și încălzire

Se observă următoarele elemente caracteristice ale producției de energie termică:

- Producția totală de energie termică variază între cca. 35 kW și cca. 2900 kW
- Atunci când este disponibilă, energia solară este utilizată cu prioritate
- Pompele de căldură apă – apă funcționează prioritar față de pompele de căldură aer - apă
- Pompele de căldură aer – apă funcționează când este necesar, pentru a completa necesarul de căldură
- Cogenerarea funcționează pentru a acoperi vârfurile de sarcină
- Cazanele nu funcționează
- Cea mai mare parte din energia termică este produsă din surse regenerabile

În figura alăturată este prezentată maniera în care este asigurat necesarul de căldură în CTZ reconfigurat, în data de 5.01.

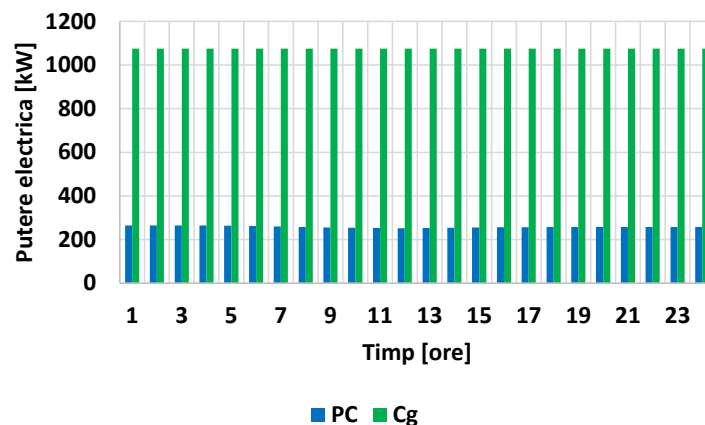


Maniera în care este asigurat necesarul de căldură în CTZ reconfigurat, în data de 5.01

Se observă următoarele elemente caracteristice ale producției de energie termică:

- Producția totală de energie termică variază între cca. 4800 kW și cca. 7400 kW
- Energia solară nu este disponibilă
- Pompele de căldură apă – apă funcționează prioritar față de pompele de căldură aer - apă
- Pompele de căldură aer – apă deși au aceeași putere termică nominală ca și pompele de căldură apă - apă, fiind o zi rece produc o putere termică mult mai mică
- Cogenerarea funcționează la puterea termică nominală
- Cazanele funcționează pentru a asigura diferența de putere termică necesară

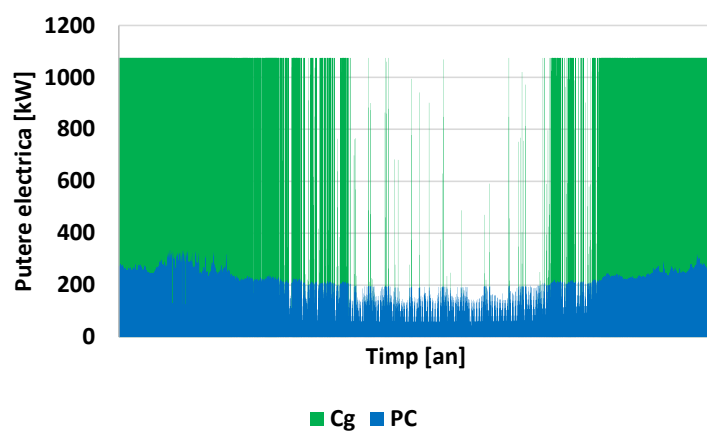
În figura alăturată sunt prezentate curbele de variația a energiei electrice consumate de pompele de căldură și produse prin cogenerare, în data de 5.01.



Energia electrică absorbită de pompele de căldură și produsă prin cogenerare, în data de 5.01

Se observă că prin cogenerare se produce mai multă electricitate decât este necesară pompelor de căldură.

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variația a energiei electrice consumate de pompele de căldură și produse prin cogenerare, de-a lungul anului.



Energia electrică absorbită de pompele de căldură și produsă prin cogenerare

Se observă că prin cogenerare se produce mai multă electricitate decât consumă pompele de căldură.

Referințe bibliografice

Energy Saving Trust: Measurement of Domestic Hot Water Consumption in Dwellings, 2008

*** - Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006.

Bolaji B.O., Huan Z. - Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 18 (2013) 49–54.

*** - ASHRAE position document. Ammonia as a refrigerant (2014).

Neksa P., Walnum H.T., Hafner A. - CO₂ - A refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future, 9th IIR Gustav Lorentzen Conference 2010 - natural refrigerants – real alternatives, Sydney, April 12-14 (2010).

Visser K., Hon M. - The Design of CO₂ Refrigeration System Using Ammonia System Design Principles, 2017 IIR Natural Refrigeration Conference & Heavy Equipment Expo, San Antonio, TX (2017).

Calm J.M. - The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook, *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 1123-1133.

Gupta D.K., Dasgupta M.S. - Simulation and performance optimization of finned tube gas cooler for trans-critical CO₂ refrigeration system in Indian context, *International Journal of Refrigeration* 38 (2014) 153-167.

Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J., Barragan-Cervera A., Moles F., Peris B., Verdu G. - Commercial refrigeration - An overview of current status. , *International Journal of Refrigeration* 57 (2015) 186-196.

Tsamos K.M., Ge Y.T., Santosa I.D.M.C., Tassou S.A. - Experimental investigation of gas cooler/condenser designs and effects on a CO₂ booster system, *Applied Energy* 186 (2017) 470–479.

Gullo P., Hafner A., Banasiak K. - Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives, *International Journal of Refrigeration* 93 (2018) 269–310.

Karampour M., Sawalha S. - State-of-the-art integrated CO₂ refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis, *International Journal of Refrigeration* 86 (2018) 239–257.

Abas N., Kalair A.R., Khan N., Haider A., Saleem Z., Saleem M.S. - Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 90 (2018) 557–569.

Lorentzen G. - Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 17(5) (1994) 292-302.

Pearson A. - Carbon dioxide - new uses for an old refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1140–1148.

Ge Y.T., Cropper R.T. - Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 957–965.

Ge Y.T., Tassou S.A., Santosa I.D.M.C., Tsamos K.M. - Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system, *Applied Energy* 160 (2015) 973–981.

Santosa I.D.M.C. - Optimisation of gas coolers for CO₂ refrigeration application, Ph.D. Thesis, Brunel University (2015).

Alefeld G. - Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the Second Law of Thermodynamics, *International Journal of Refrigeration* 10 (1987) 331-341.