

Analiza energetica privind intretinerea termica a solului sub pista unui patinoar

Energy analysis regarding the thermal maintenance of the soil under the track of an ice rink

Gianny Flamaropol¹, Florin Iordache¹

¹Universitatea Tehnică de Construcții București

Bd. Lacul Tei nr. 122 - 124, cod 020396, Sector 2, București, România

E-mail: fliord@yahoo.com

DOI: 10.37789/rjce.2020.11.4.4

Rezumat

Lucrarea are ca obiectiv stabilirea implicatiilor energetice ale solutiilor constructive de intretinere a solului sub pista unui patinoar competitional sau de agrement. Dupa cum este cunoscut, sub placa de structura de rezistenta a pistei pe care se formeaza stratul de gheata, care este si element de racire si mentinere a stratului de gheata, se monteaza un strat de izolatie termica sub care se afla serpentina incalzitoare avand menirea de a mentine in solul aflat sub ea o temperatura normala existenta de regula in sol. In lucrare se identifica teoretic majorarea de flux termic catre serpentina de racire din placa de structura si majorarea de energie electrica absorbita de catre masina frigorifica care ii revine acesteia, functie de grosimea stratului de izolatie termica si de densitatea tevilor din serpentina incalzitoare.

Cuvinte cheie: patinoar, implicatii energetice

Abstract

The work has as objective to establish the energy connotations of the constructive solutions to maintain the soil below the track of a competitive or recreational ice rink. As it is known, underneath the resistance structural plate of the runway on which the ice layer is formed, which is also a cooling element to keep the ice layer at its requested parameters, it is mounted a thermal insulation layer under which there is laying a heating coil with the purpose to maintain in the soil beneath it a normal temperature already existing in soil. The work identifies theoretically the increase of thermal flux towards the cooling coil from the structural plate and the increase of electrical energy absorbed by the refrigerating machine that belongs to it, depending on the thickness of the thermal insulation layer and of the density of the heating coil pipes.

Keywords: skating rink, energy implications

1. Introducere

Patinoarele cu gheata artificiala, competitionale sau de agrement, asezate pe sol au de regula o protectie termica pentru suprafata de sol pe care sunt construite. Datorita necesitatii mentinerii permanente a unei temperaturi negative, destul de scazute, in serpentina cu agent termic, necesara intretinerii ghetii patinoarului, se transmite in timp in sol o racire a acestuia care degradeaza solul si in timp afecteaza si placa de beton a pistei patinoarului. Solutia adoptata de regula presupune un strat de izolatie termica plasat sub stratul de rezistenta de beton armat, iar sub acesta un strat continand o serpentina incalzitoare.

Lucrarea urmareste o analiza energetica asupra utilizarii serpentinei incalzitoare in vederea protejarii solului aflat sub pista patinoarului. Agentul termic utilizat in serpentina incalzitoare este preparat de masina frigorifica la condensatorul acesteia sau eventual separat de o alta sursa.

1. Descrierea structurii compuse a pistei patinoarului. Fluxuri termice

In fig. 1 se prezinta schematic pista patinoarului incadrata superior de incinta patinoarului si inferior de zona de sol aflata sub structura complexa a straturilor serpentinei de racire si de incalzire. Fig. 1 contine de asemenea marcate grosimile unor zone cum ar fi stratul de gheata, stratul de beton armat care inglobeaza serpentina rece, stratul de izolatie termica, stratul de sapa de nisip care inglobeaza serpentina incalzitoare, placa de beton portant, stratul de umplutura de pietris si solul de fundatie. Deasupra stratului de gheata se afla zona de aer ambiental in care se patineaza care in final este acoperita de anvelopa incintei patinoarului.

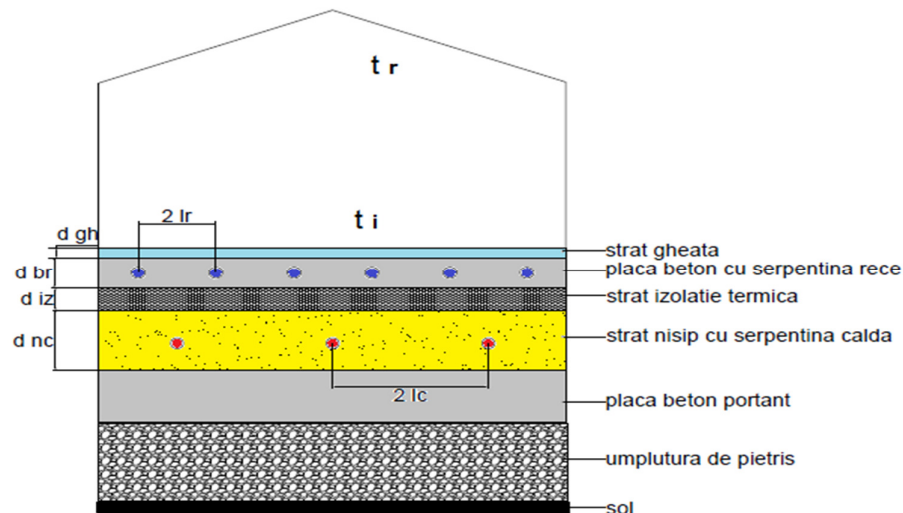


Fig. 1

In fig. 2 se prezinta schematic fluxurile termice care migreaza spre planul serpentinei reci : fluxul termic convectiv din zona de aer din vecinatatea stratului de gheata, fluxul termic radiant din zona ambientala si de anvelopa a cladirii si fluxul termic conductiv de la serpentina calda din sapa de nisip catre serpentina rece din stratul de beton armat.

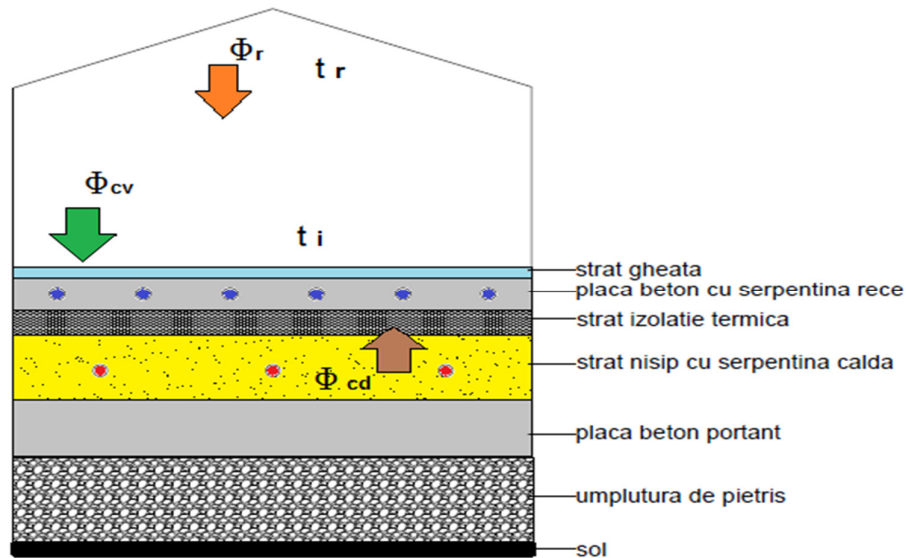


Fig. 2

Planul serpentinei reci care mentine stratul de gheata absoarbe cele trei fluxuri termice mentionate, suma lor constituind puterea termica absorbita la vaporizatorul masinii frigorifice. Fluxul termic conductiv reprezinta totusi o cota scazuta din ansamblul puterii termice absorbite la vaporizator inasa si aceasta contribuie la puterea electrica absorbita de catre masina frigorifica pentru intretinerea racirii pistei de patinaj. Cota aceasta este mai mica sau mai mare dupa cum stratul de izolație termica pozat sub stratul de beton are grosime mai mare sau respectiv mai mica. O influenta asupra marimii acestei cote o are si densitatea tevilor serpentinei calde, sau mai concret distanta dintre tevilor consecutive.

Obiectul lucrării de față îl constituie analiza influenței pe care cei 2 parametrii menționați o au asupra consumului de energie electrică absorbită de către masina frigorifică pentru a intretinerea stratului de gheata fara a afecta zona de sol plasata sub patinoar.

2. Modelarea transferurilor termice. Bilantul termic la nivelul serpentinei reci

Tratarea abordata s-a facut in regim stationar de transfer termic. Astfel densitatea de flux termic convectiv primit la suprafata stratului de gheata se exprima ca fiind :

$$\phi_{cv} = \alpha_{cv} \cdot (t_i - t_{gs}) \quad (1)$$

Iar densitatea de flux termic radiant primit de suprafata stratului de gheata din zona ambientala si de anvelopa a cladirii se exprima ca fiind

$$\phi_{rd} = \alpha_{rd} \cdot (t_r - t_{gs}) \quad (2)$$

Suma celor doua fluxuri termice superioare se transmite in continuare conductiv prin stratul de gheata si prin jumatate din grosimea stratului de beton la planul serpentinei reci :

$$\phi_{sup} = \phi_{cv} + \phi_{rd} = (\alpha_{cv} + \alpha_{rd}) \cdot (t_{sup} - t_{gs}) \quad (3)$$

Unde cu t_{sup} s-a notat o temperatura medie a zonei ambientale superioare, medie ponderata cu coeficientii de transfer termic convectiv si respectiv radiant.:

$$t_{sup} = \frac{\alpha_{cv} \cdot t_i + \alpha_{rd} \cdot t_r}{\alpha_{cv} + \alpha_{rd}} \quad (4)$$

Astfel se poate considera ca la partea superioara a planului serpentinei reci sunt 3 straturi caracterizate fiecare de cate o rezistenta termica :

- Stratul zonei ambientale a incintei patinoarului caracterizat de rezistenta termica convectiv-radianta :

$$R_{cv_rd} = \frac{1}{\alpha_{cv} + \alpha_{rd}} \quad (5)$$

- Stratul de gheata caracterizat de rezistenta termica conductiva :

$$R_{cd_g} = \frac{\delta_g}{\lambda_g} \quad (6)$$

- Semistratul superior de beton :

$$R_{cd_bs} = R_{cd_bi} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta_{bs}}{\lambda_b} \quad (7)$$

Rezistenta termica totala a celor 3 straturi superioare planului serpentinei reci este in consecinta suma celor 3 rezistente termice. Astfel :

$$R_{sup} = R_{cv_rd} + R_{cd_g} + R_{cd_bs} \quad (8)$$

Analiza energetica privind intretinerea termica a solului sub pista unui patinoar

Rezulta densitatea de fluxul termic superior catre planul serpentinei reci ca fiind :

$$\phi_{sup} = \frac{F_{sup} \cdot (t_{sup} - t_{sr})}{R_{sup}} \quad (9)$$

Pe de alta parte, transferul termic fiind considerat in regim stationar se poate echivala fluxul termic exprimat cu relatia (9) cu fluxul termic intre zona ambientala a incintei patinoarului si planul median al stratului de gheata care se scrie ca fiind :

$$\phi_{sup} = \frac{t_{sup} - t_g}{R_{sg}} \quad (10)$$

Unde :

$$R_{sg} = R_{cv_rd} + R_{cd_gs} \quad (11)$$

Si :

$$R_{cd_gs} = R_{cd_gi} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta_g}{\lambda_g} \quad (12)$$

In consecinta rezulta din relatia (9) :

$$t_{sr} = t_{sup} - \frac{1}{F_{sup}} \cdot \phi_{sup} \cdot R_{sup} \quad (13)$$

Este astfel stabilita temperatura medie necesara a agentului termic din serpentina rece. In continuare s-au propus o serie de valori de densitati de flux termic de la agentul termic care circula prin serpentina calda la agentul termic care circula prin serpentina rece, ϕ_{inf} . Pentru temperatura agentului termic care circula prin serpentina calda s-a considerat valoarea de 10 °C, aceasta fiind mentinuta constanta pe toata perioada de exploatare a patinoarului. In acest fel s-a considerat ca fluxul termic de la planul serpentinei calde in jos spre sol este nul acesta avand de regula tot temperatura de cca. 10 °C. Valorile considerate pentru densitatea de flux termic de la agentul termic care circula prin serpentina calda la agentul termic care circula prin serpentina rece presupune ca grosimea stratului de izolatia termica sa aibe o valoare corespunzatoare, dat fiind ca acum sunt cunoscute atat temperaturile planurilor serpentinei cat si densitatea de flux termic transferat. Astfel rezistenta termica a straturilor dintre planurile celor doua serpentine este :

$$R_{inf} = R_{cd_bi} + R_{cd_iz} + R_{cd_ns} \quad (14)$$

Unde :

Analiza energetica privind intretinerea termica a solului sub pista unui patinoar

$$R_{cd_ns} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta_n}{\lambda_n} \quad (15)$$

$$R_{cd_iz} = \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} \quad (16)$$

Iar pe de alta parte

$$R_{inf} = F_{inf} \cdot \frac{\phi_{inf}}{t_{sc} - t_{sr}} \quad (17)$$

Egaland relatiile (17) cu (14) rezulta o ecuatie in care necunoscuta este δ_{iz} .

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \cdot R_{cd_iz} \quad (18)$$

Densitatea de flux termic inferior planului serpentinei reci se adauga la densitatea de flux termic superior si rezulta densitatea totala de flux termic absorbit de agentul termic care circula prin serpentina rece si formeza prin multiplicare cu suprafata pistei de patinoar puterea termica absorbita la vaporizatorul masinii frigorifice.

$$\phi_{total} = \phi_{sup} + \phi_{inf} \quad (19)$$

$$\phi_{VP} = S_{patinoar} \cdot \phi_{total} \quad (20)$$

In continuare s-a trecut la evaluarea eficientei masinii frigorifice, EER, si mai departe la evaluarea puterii electrice absorbite de motorul electric al masinii frigorifice din retea.

$$P_{EL} = \frac{\phi_{VP}}{EER} \quad (21)$$

Din aceasta putere electrica s-a considerat ca o cota parte este consecinta fluxului termic inferior primit de catre planul serpentinei reci de la planul serpentinei calde in mod proportional cu acesta fata de valoarea totala a puterii termice la vaporizator. Adica :

$$\frac{P_{EL_inf}}{P_{EL}} = \frac{\phi_{inf}}{\phi_{total}} \quad (22)$$

In continuare s-a trecut la evaluarea valorilor de energie electrica corespunzatoare atat masinii frigorifice in ansamblu cat si cotei care revine fluxului termic inferior primit de la planul serpentinei calde de catre planul serpentinei reci.

3. Prezentarea cazurilor analizate si a rezultatelor obtinute

Mediul ambiental interior patinoarului este caracterizat prin : $t_i = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ si $t_r = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Temperatura medie a ghetii trebuie sa fie in general $t_g = -3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Evaluarea coeficientului de transfer termic convectiv la suprafata stratului de gheata s-a facut apeland relatia criteriala corespunzatoare curgerii libere a aerului, in spatii deschise :

$$\alpha_{cv} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot Nu = \frac{\lambda}{\delta} \cdot C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (23)$$

Unde :

$$Gr = \frac{g \cdot \delta^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} \quad (24)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (25)$$

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (26)$$

Evaluarea coeficientului de transfer termic radiant s-a facut utilizand relatia :

$$\alpha_r = \varepsilon \cdot C_0 \cdot (T_r^2 + T_{gs}^2) \cdot (T_r + T_{gs}) \quad (27)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)^{-1} \quad (28)$$

Data fiind structura planului serpentinei reci si serpentinei calde, structura in care tevile serpentinelor sunt plasate la distante egale, intre ele fiind beton sau nisip temperatura curenta a acestor plane este variabila. Corespondenta intre temperatura medie caracteristica a acestora si temperatura agentului termic care circula prin serpentina se face prin considerarea unor coeficienti de corectie F_{sup} corespunzator serpentinei reci si F_{inf} corespunzator serpentinei calde. Expresiile acestor coeficienti fac apel la distanta dintre tevile consecutive ale serpentinelor, la diametrul extern al acestora si la conductivitatea termica a materialului dintre tevi.

Grosimile si conductivitatile termice aferente straturilor din care este alcatuita infrastructura patinoarului sunt prezentate in tabelul 1 :

Denumirea stratului	Grosimea stratului (m)	Conductivite termica (W/m.K)
Gheata	0,03	2
Beton armat	0,15	1,5
Izolatie termica		0,03
Sapa nisip	0,1	0,3

Asa cum s-a mentionat mai inainte temperatura considerata pentru agentul termic din serpentina calda a fost permanent de 10 °C astfel incat sa fie asigurata stabilitatea termica a solului iar structura de rezistenta a placii de beton armat este in siguranta. Densitatea de flux termic de la planul serpentinei calde la planul serpentinei

reci s-a considerat ca marime parametrica luand valorile : 10, 15, 20 si 25 W/m². Un alt parametru pentru care s-a realizat analiza a fost distanta intre tevile succesive ale serpentinei calde pentru care s-au considerat valorile : 0.2, 0.3, 0.4 si 0.5 m.

Evaluarea puterii electrice aferente masinii frigorifice de realizare si intretinere a stratului de gheata al patinoarului s-a facut pe baza puterii termice necesar a fi absorbita la vaporizator, Φ_{VP} si a eficientei energetice de refrigerare, EER. Pista patinoarului s-a considerat avand o suprafata $S_{patinoar} = 1800 \text{ m}^2$. Daca Φ_{VP} , depinde de fluxurile termice descrise in amanuntime mai inainte, eficienta energetica a masinii frigorifice depinde de temperaturile mediilor rece si cald si de randamentele izentropic si electric. Procedura de evaluare efectiva este descrisa in [3].

Ceea ce este important din punct de vedere al lucrarii de fata este insa faptul ca daca o cota din puterea absorbita la vaporizator se datoraza intretinerii termice a solului pe care este amplasat patinoarul, atunci acesteia ii corespunde o cota din puterea electrica totala a masinii frigorifice, si s-a considerat ca aceasta cota este proportionala cu cota de putere corespunzatoare fluxului termic primit de serpentina rece de la serpentina calda asa cum este descris de relatia (22).

Pe baza puterii electrice absorbite de motorul masinii frigorifice din retea s-a stabilit in consecinta puterea electrica corespunzatoare fluxului termic intre cele doua serpentine si in continuare energiile electrice corespunzatoare acestora :

$$En_{el} = 24 \cdot nr_zile \cdot P_{EL} \quad (28)$$

Si :

$$En_{el_inf} = 24 \cdot nr_zile \cdot P_{EL_inf} \quad (29)$$

Corespunzator setului de densitati de flux termic inferioare considerat (10, 15, 20 si 25 W/m²) s-au stabilit atat puterile electrice aferente fluxului intre cele 2 serpentine cat si grosimea necesara a stratului de izolatie termica si a volumul stratului de izolatie aflat sub placa de beton armat. Asa cum s-a mentionat, un parametru analizat a fost si distanta intre tevile consecutive ale serpentinei calde.

In fig. 3 se prezinta corelatia rezultata intre volumul izolatiei termice cu cota de energie electrica consumata, aferenta fluxului termic inferior adica cel care se transmite de la planul serpentinei calde catre planul serpentinei reci care realizeaza mentinerea stratului de gheata. Se observa ca scaderea grosimii stratului de izolatie si deci implicit a volumului total al izolatiei conduce la necesitatea unui consum sporit de energie electrica la masina frigorifica care realizeaza racirea solei din serpentina rece din stratul de beton support al stratului de gheata. Un parametru mai putin important, insa analizat, a fost distanta dintre tevile consecutive ale serpentinei calde, care functioneaza pentru intretinerea stratului de sol aflat sub pista patinoarului.

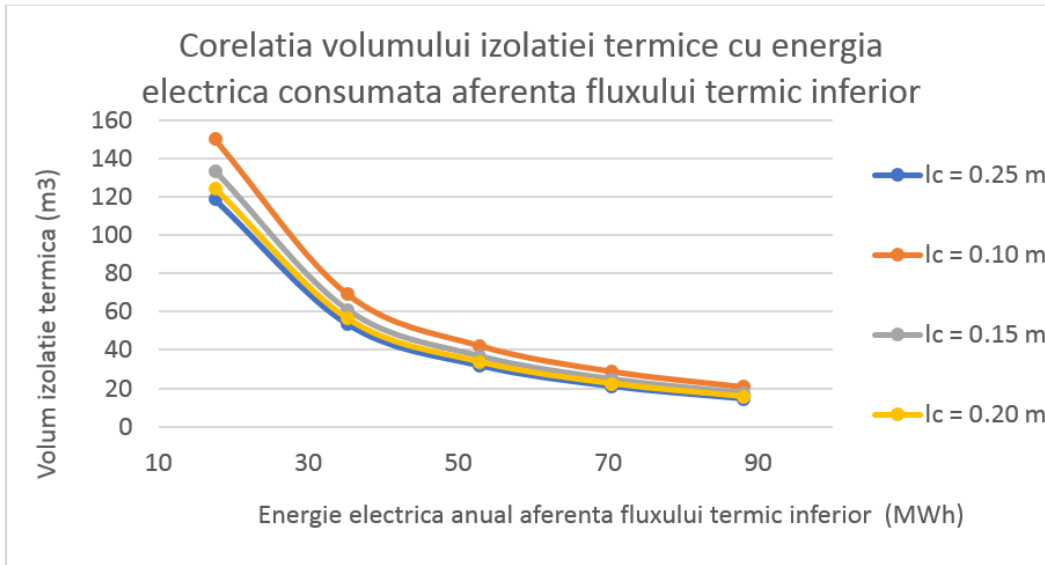


Fig. 3

Astfel o corelatie realizata intre volumul izolatiei termice si energia electrica anuala aferenta fluxului termic inferior intre cele doua serpentine are forma :

$$Vol_{iz} = 5189,9 \cdot En_{el_{inf}}^{-1,223} \quad (30)$$

Aceasta corelatie este realizata pentru o distanta intre tevile consecutive ale serpentine calde de 20 cm. Costul unui m³ de izolatii termice este de cca. 200 lei, iar costul unui kWh de energie electrica este de 0,8 lei daca se tine seama si de taxele aferente.

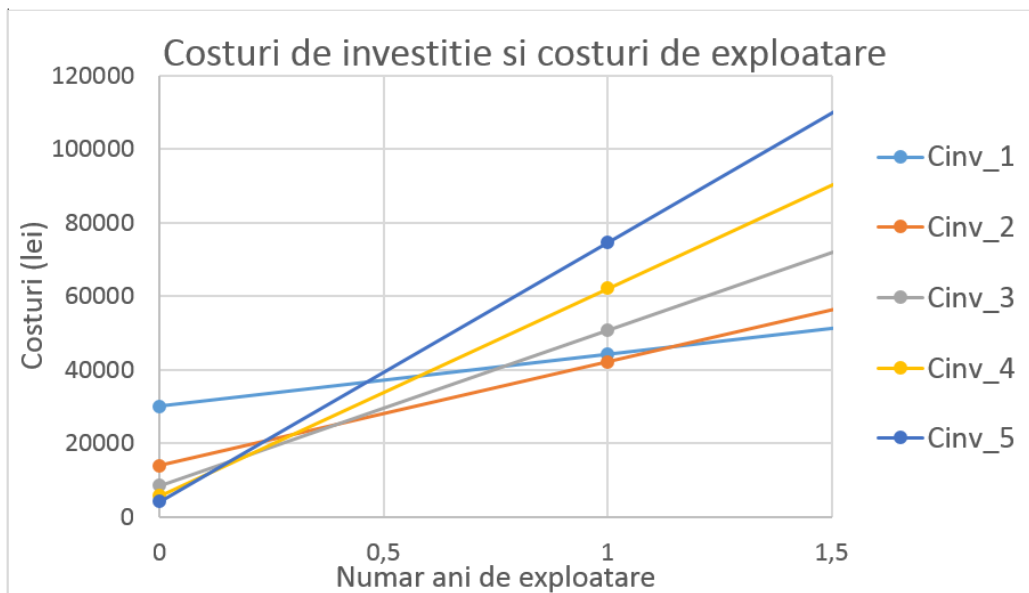


Fig. 4

In fig. 4 se prezinta situatia costurilor de investitie si exploatare rezultate pentru cele 5 grade de izolare termica considerate pentru stratul de izolatia plasat sub stratul de beton care inglobeaza serpentina rece. Mai precis clasele de costuri de investitie in izolatia termica notate : C_{inv_1} , ..., C_{inv_5} corespund unor grosimi de izolatia de la 10 cm la 2 cm. Dupa cum se observa din fig. 4 investitia putin mai mare in volumul de izolatia termica plasat sub placa pistei patinoarului se recupereaza in cel mult 1,2 ani din economia de energie electrica aferenta consumata.

4. Concluzii

Obiectivul lucrarii a fost ca in cadrul solutiei de intretinere a solului aflat sub pista patinoarului sa se stabileasca o corelatie intre volumul (grosimea) stratului de izolatia necesar si costurile aferente cresterii consumului de energie electrica aferent masinii frigorifice care raceste stratul de gheata. S-au estimat atat fluxurile termice superioare cat si fluxul termic inferior de la serpentina calda catre serpentina rece si s-a evaluat puterea electrica totala si cota de putere electrica aferenta fluxului termic inferior si in continuare energiile electrice anuale consumate.

Pe baza corelatiei stabilite intre volumul izolatiei termice si cresterile de energie electrica omoloage a rezultat in mod evident ca un strat de izolatia putin mai gros de cca. 8-10 cm se recupereaza in maxim 1,2 ani de exploatare a pistei patinoarului. Sigur ca in situatia functionarii unei perioade mai scazute din an durata de recuperare creste putin insa nu va depasi cca. 2 ani.

La fel cum s-a cautat in cadrul lucrarii de fata stabilirea unei echilibru optim intre grosimea de izolatia termica necesar a fi montata sub stratul de beton care inglobeaza serpentina rece, si consumul de energie aferent al masinii frigorifice, tot asa se poate pune problema stabilirii unui echilibru optim intre gradul de izolare termica al cladirii patinoarului si consumul de energie aferent fluxurilor termice superioare de la aerul interior si de la suprafata interioara a anvelopei cladirii, avand in vedere ca acesta reprezinta cota de baza a fluxului termic absorbit de vaporizatorul masinii frigorifice (peste 90%)

Lista de Notatii

ϕ_{sup} – densitatea de flux termic superior primit de serpentina rece, W/m^2 ;

ϕ_{inf} – densitatea de flux termic inferior primit de serpentina rece, W/m^2 ;

ϕ_{total} – densitatea de flux termic total primit de serpentina rece, W/m^2 ;

ϕ_{cv} – densitatea de flux termic superior primit prin convecție de suprafata stratului de gheata, W/m^2 ;

ϕ_{rd} – densitatea de flux termic superior primit prin radiatie de suprafata stratului de gheata, W/m^2 ;

Analiza energetica privind intretinerea termica a solului sub pista unui patinoar

- Φ_{vp} – flux termic total absorbit la vaporizatorul masinii frigorifice, W;
 P_{EL} – puterea electrica absorbita de masina frigorifica, W;
 P_{EL-inf} – cota inferioara din puterea electrica absorbita de masina frigorifica, W;
 En_{el} – energia electrica anuala consumata de masina frigorifica a pistei patinoarului, MWh;
 En_{el_inf} – cota de energie electrica anuala consumata de masina frigorifica a pistei patinoarului, aferenta fluxului termic inferior serpentinei reci, MWh;
 Vol_{iz} – volumul izolatiei termice plasate sub stratul de beton care inglobeaza serpentina rece, m³;
 α_{cv} – coeficientul de transfer termic convectiv la suprafata stratului de gheata, W/m².K;
 α_{rd} – coeficientul de transfer termic radiant la suprafata stratului de gheata, W/m².K;
 t_i – temperatura ambientala in zona de deasupra stratului de gheata, unde se patineaza, °C;
 t_r – temperatura caracteristica anvelopei incintei patinoarului, °C;
 t_{gs} – temperatura stratului de gheata la suprafata, °C;
 t_g – temperatura medie a stratului de gheata, °C;
 t_{sup} – o temperatura rezultanta superioara, °C;
 t_{sr} – temperatura medie a agentului termic din serpentina rece, °C;
 T_r – temperatura absoluta caracteristica anvelopei incintei patinoarului, K;
 T_{gs} – temperatura absoluta a stratului de gheata la suprafata, K;
 R_{cv_rd} – rezistenta termica rezultanta superioara, m².K/W;
 R_{cd_g} – rezistenta termica conductiva aferenta stratului de gheata, m².K/W;
 R_{cd_bs} – rezistenta termica conductiva aferenta zonei superioare a stratului de beton in care este inglobata serpentina rece, m².K/W;
 R_{cd_bi} – rezistenta termica conductiva aferenta zonei inferioare a stratului de beton in care este inglobata serpentina rece, m².K/W;
 R_{sup} – rezistenta termica totala a zonei superioare planului serpentinei reci, m².K/W;
 R_{cd_iz} – rezistenta termica conductiva aferenta stratului de izolatie termica, m².K/W;
 R_{cd_ns} – rezistenta termica a zonei superioare a stratului de nisip, m².K/W;
 R_{inf} – rezistenta termica totala a zonei dintre planul serpentinei reci si planul serpentinei calde, m².K/W;
 δ_g – grosimea stratului de gheata, m;
 δ_{bs} – grosimea stratului de beton superior planului serpentinei reci, m;
 δ_n – grosimea stratului de nisip care inglobeaza serpentina calda, m;
 λ_g – conductivitatea termica a stratului de gheata, W/m.K;
 λ_b – conductivitatea termica a stratului de beton, W/m.K;

Analiza energetica privind intretinerea termica a solului sub pista unui patinoar

λ_n – conductivitatea termica a stratului de nisip, W/m.K;

$S_{patinoar}$ – suprafata patinoarului, m²;

F_{sup} – factor de corectie a fluxului termic primit de planul serpentinei reci, -;

F_{inf} – factor de corectie a fluxului termic emis de planul serpentinei calde, -;

EER – eficienta masinii frigorifice, -;

Nu – criteriul Nusselt, -;

Gr – criteriul Grashof, -;

Pr – criteriul Prandtl, -;

δ – lungime caracteristică, m;

λ - conductivitatea termică a aerului, W/m.K;

ν - vâscozitatea cinematică a aerului, m²/s;

a – difuzivitatea termică, m²/s

g – accelerația gravitațională = 9.81, m/s²;

β - coeficient de dilatare cubică la presiune constantă = 1/T_m, K⁻¹;

Δt – diferența de temperaturi fluid – perete în valoare absolută = $t_i - t_{gs}$, K;

n – exponent = 1/3, -;

C – constanta = 0,2, -;

$C_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ – constanta Stefan-Boltzmann, W/m².K⁴;

$T = t + 273,15$ – temperatura absoluta, K;

ε – coeficientul redus de emisivitate, -;

$nr_zile = 365$ – numar de zile pe an de utilizare a patinoarului, zi;

Bibliografie

[1] – Florin Iordache – Termotehnica constructiilor – ed. 3-a, Matrixrom, Bucuresti, 2010;

[2] - Anica Ilie, Alina Girip, Liviu Drughean, Madalina Nichita, - Calculul termic, cicluri și scheme pentru proiectarea instalațiilor frigorifice cu comprimare mecanică - Matrix Rom, Bucuresti, 2014;

[3] – Florin Iordache, Alexandru Draghici – Procedura de evaluare a indicatorilor de performanta pentru masini frigorifice sau pompe de caldura – Revista Romana de Inginerie Civila vol. 10, nr. 4, Matrixrom, Bucuresti, 2019;