

Revista Română de Inginerie Civilă

Indexată în bazele de date internaționale (BDI)
ProQuest, INSPEC, EBSCO
INDEX COPERNICUS, ULRICH'S și JOURNALSEEK

Volumul 8 (2017), Numărul 3

Despre relația confort ambiental – calitate a aerului – permeabilitate la aer a construcțiilor About ambient comfort - air quality - air permeability of buildings <i>Carmen Mârza, Georgiana Corsiuc</i>	167-172
Combined effect of the local discomfort parameters – research methodology <i>Balázs András, László Kajtár</i>	173-180
Sisteme de concentratoare de radiație solară, componente importante în viitoarele sisteme de valorificare a energiei solare (elemente orientative în acțiunea de proiectare a sistemelor de valorificare a energiei solare) Solar concentrator systems, important components in future solar energy recovery systems (indicative elements in the design of solar energy recovery systems) <i>I.C. Cotorobai, Theodor Mateescu, Victoria Cotorobai</i>	181-192
Măsurarea permeabilității la aer a unei clădiri individuale cu arhitectură modernă Measuring air permeability of an individual building with modern architecture <i>Răzvan Mihai Viziteu, Vlad Iordache</i>	193-204
Media orară de strălucire a soarelui în Timișoara și energia electrică produsă de panourile fotovoltaice Hourly sunshine hours in Timisoara and electricity produced by photovoltaic panels <i>Ștefan Pavel, Ioan Silviu Doboși, Daniel Stan, Gabriel Fischer-Szava</i>	205-215
Multiple-criteria decision analysis as a method of ventilation system selection in individual residential houses <i>Picăluș Evgheni, Vera Guțul</i>	216-223
Domestic hot water recirculation within public buildings. Confort and water saving vs. Energy savings <i>Szilveszter-Zoltan Geyer Ehrenberg</i>	224-230
Analiza numerică a câmpului de viteze și temperaturi într-o secțiune transversală a unei conducte eliptice în cazul convecției forțate a căldurii în regim laminar Numerical analysis of the speed and temperature fields in a cross section of an elliptical pipe in case of forced convection of the heat in the laminar regime <i>Anton IOSIF</i>	231-237
Analiza dinamică la acțiunea seismică a unei structuri îngropate pentru transportul apei Dynamic analysis of the seismic action of a buried structure for water transport <i>Ancaș Ana Diana, Mihai Profire, Marina Verdeș, Vasilică Ciocan</i>	238-242
Schimbatoare de caldura – regimuri de exploatare. Aspecte termice și energetice Heat exchangers - operating regimes. Thermal and energy aspects <i>Florin Iordache</i>	243-253
Calculul coeficientului de rugozitate pentru un colector de canalizare în condiții de laborator Calculation of roughness coefficient for a sewer collector under laboratory conditions <i>Elena Iatan, Daniela Teodorescu, Alexandru Iatan</i>	254-258

MATRIX ROM
OP CHIAJNA CP 2
077040 – ILFOV
Tel. 021 4113617 Fax. 021 4114280
e-mail: office@matrixrom.ro
www.matrixrom.ro

COLEGIUL EDITORIAL

Prof.dr.ing. Ioan BORZA, *Universitatea Politehnica Timișoara*
Conf.dr.ing. Lucian CÂRSTOLOVEAN, *Universitatea Transilvania Brașov*
Conf.dr.ing. Vasilică CIOCAN, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iași*
Prof.dr.ing. Carlos Infante FERREIRA, *Delft University of Technology, The Netherlands*
Prof.dr.ing. Dragoș HERA, *Universitatea Tehnică de Construcții București, membru onorific*
Prof.dr.ing. Ovidiu IANCULESCU, *membru onorific*
Prof.dr.ing. Anica ILIE, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Gheorghe Constantin IONESCU, *Universitatea Oradea*
Prof.dr.ing. Florin IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcții București – **director editorial***
Prof.dr.ing. Vlad IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Ioan MOGA, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*
Prof.dr.ing. Nicolae POSTĂVARU, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Daniela PREDA, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Adrian RETEZAN, *Universitatea Politehnica Timișoara*
Conf.dr.ing. Daniel STOICA, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Ioan TUNS, *Universitatea Transilvania Brașov*
Conf.dr.ing. Eugen VITAN, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*

Revista Română de Inginerie Civilă este publicată și finanțată de editura
MATRIX ROM
Director executiv: mat. Iancu ILIE

Online edition ISSN 2559-7485

Print edition ISSN 2068-3987; ISSN-L 2068-3987

Despre relația confort ambiental – calitate a aerului – permeabilitate la aer a construcțiilor

About the relationship environmental comfort - air quality - air permeability of buildings

Carmen MÂRZA, Georgiana CORSIUC

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca Facultatea de Instalații, Romania

Rezumat:

Confortul ambiental este o noțiune complexă, care ține cont de o serie de factori obiectivi și subiectivi. De aceea, aprecierea este dificilă și se face pe baza unor indici care cuantifică senzația momentană dar și cea cumulată la expunerea în timp îndelungat.

În această lucrare, după o prezentare generală privind microclima încăperilor, autoarele detaliază aspecte privind modul în care calitatea aerului influențează sănătatea și eficiența oamenilor în activitățile pe care le desfășoară. De asemenea, se fac referințe la delimitarea anumitor tipuri de clădiri în funcție de modul de asigurare a confortului ocupanților.

Cuvinte cheie: confort ambiental, calitatea aerului, sindromul clădirilor etanșe

Abstract:

Environmental comfort is a complex concept, which takes into account a series of objective and subjective factors. Therefore, the assessment is difficult and it is based on indices that quantify the momentary sensation but also the cumulative one for the exposure in a long time.

In this paper, after an overview on the indoor microclimate, the authors present aspects regarding how the air quality affects people's health and their efficiency in the performed activities. Also, references are made to the delimitation of certain types of buildings according to the way in which the comfort occupants is assured.

Keywords: environmental comfort, air quality, tight building syndrome

1. Introducere. Noțiuni generale despre confortul ambiental.

În prezent, s-a constatat că majoritatea activităților umane au loc în ambianțe artificiale, care influențează în mare măsură organismul uman atât sub aspectul sănătății fizice sau psihice cât și din punct de vedere al eficienței muncii prestate. În acest context, clădirea poate fi definită ca fiind mijlocul de protejare a omului împotriva acțiunii factorilor de mediu exterior și are rolul de a asigura ocupanților confortul necesar desfășurării unei multitudini de activități: productive, casnice, culturale, de tratament, de odihnă etc.

Noțiunea de **confort** este o noțiune abstractă, subiectivă și relativ greu de apreciat, care se poate defini simplist prin senzația de armonie sau de bine a organismului vis-a-vis de mediul ambiant. În ciuda încercărilor cercetătorilor de a găsi o formulă sau un indice care să cuantifice senzația de confort, nu s-a obținut

unanimitate pentru aprecierea acesteia, întrucât aceasta este relativă și depinde – în afară factorilor obiectivi, și de factori subiectivi, ca de pildă, vârstă, sex, metabolism, obișnuință etc. Schimbarea majoră de concept privind evaluarea confortului, s-a realizat prin introducerea unor indici, pe care îi putem clasifica în:

- indici procentuali – care calculează raportul numărului de ore caracterizate de disconfort față de numărul total de ore la care sunt expuși subiecții;
- indici cumulativi – care măsoară stressul la expunerea pe termen lung a indivizilor.

Un rol important în realizarea unei ambianțe sănătoase revine confortului termic. În urma studiilor efectuate în timp au rezultat următorii factorii: t_i – temperatura aerului interior, θ_{mr} – temperatura medie de radiație, v_i – viteza aerului interior, ϕ - umiditatea relativă, numiți *parametri de mediu*, la care s-au adăugat apoi *parametrii personali*: metabolismul – M și rezistența termică a îmbrăcămînții – R_v . De asemenea, s-au definit anumiți indici termici care au combinat efectele mai multor factori de confort, dar aprecierea cea mai fidelă privind modul în care are loc cedarea căldurii interne din organism, fără suprasolicitarea acestuia, a rezultat prin definirea de către Profesorul Fanger a conceptelor complementare PMV (Predicted mean vote - opțiunea medie previzibilă) și PPD (Predicted percentage dissatisfied - procentajul previzibil de insatisfacție termică), care au fost ulterior preluate de standarde și normative.

Dacă în trecut, confortul ambiental se referea în principal la căldură, lumină și sunet, începând cu secolul XX, odată cu introducerea igienei muncii ca disciplină, s-a conturat tot mai pregnant ideea de a include și calitatea aerului interior, ca fiind un factor cu un aport substanțial. Dacă primele dintre componentele enumerate reflectă în principal aspecte din fizică și fiziologie, calitatea aerului este în primul rând expresia stării chimice a acestuia, fiind influențat de sistemele de introducere și evacuare a aerului din încăperi. Bineînțeles, acestea trebuie coroborate cu tipul activității prestate.

Dacă condițiile de confort nu sunt corespunzătoare, pot apărea reacții sau îmbolnăviri ale

indivizilor pe care le putem grupa în două mari categorii:

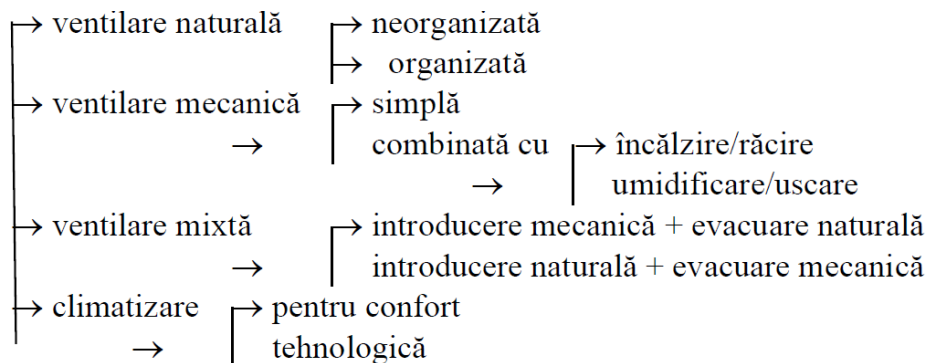
- simptome ale sistemului nervos central, cum ar fi oboseală, dureri de cap, somnolență, perturbări de concentrare;
- iritații ale mucoaselor la nivelul ochilor, căilor respiratorii, alergii.

Alte simptome neplăcute ce pot fi percepute se referă la apariția senzației de curent, a disconfortului termic, lipsa aerului de calitate, mirosuri neplăcute etc.

2. Relația calitate a aerului - tip clădire

Pentru a se asigura un nivel corespunzător al calității aerului într-o incintă este necesar să se realizeze schimburi de aer cu exteriorul, pentru compensarea consumului de oxigen și eliminarea nocivităților în exces: produse metabolice, produse de ardere, fum de țigară, compuși organici volatili, microorganisme, substanțe radioactive, particule sedimentabile, precum și alte noxe generate de procesele tehnologice adăpostite în clădiri.

Acest schimb poate avea loc cu sau fără consum de energie exterioară. Circulația aerului poate avea loc fie datorită potențialului propriu al clădirii, fie prin intermediul instalațiilor, astfel încât putem întâlni următoarele situații:



În tratatele de specialitate găsim modul de calcul al debitelor de aer funcție de anotimp (vară, iarnă) și funcție de sistemul de ventilare/climatizare adoptat. În afara calculului debitului de aer pe baza bilanșurilor de nocivități, există o metodă estimativă folosită în fazele preliminare de proiectare, dar și ca mijloc de verificare a metodelor clasice. Astfel, s-au definit următorii indici:

→ debitul de aer specific:

$$L_s = \frac{L}{N} \text{ [m}^3/\text{h, obiect]} \quad (1)$$

→ numărul de schimburi orare de aer:

$$n = \frac{L}{V} \text{ [h}^{-1}\text{]} \quad (2)$$

unde,

L = debit de aer vehiculat [m³/h];

N = număr de persoane, utilaje, obiecte sanitare etc.;

V = volumul încăperii [m³].

Acești indici au valori recomandate în normative funcție de destinația încăperilor și se vor folosi pentru un calcul aproximativ al debitelor de aer. Este de menționat că, în cazul unor încăperi fără degajări semnificative de nocivități, debitul de aer se adoptă pe baza acestor indici, fără a se întocmi bilanșurile de nocivități.

Calitatea aerului este predominant determinată de senzația oamenilor la diferite mirosuri prezente în aer. Trebuie menționat că nu toate substanțele poluante reprezintă stimuli olfactivi, un exemplu elocvent în acest sens fiind bioxidul de carbon ce nu poate fi perceput de oameni, nici chiar în concentrații mari.

Un mare număr de substanțe naturale și sintetice sunt compuse din molecule care au anumite grupuri de atomi – radicali osmosferici – cu proprietatea de a emite și crea senzația de miros prin excitarea organului olfactiv.

În aerul interior al unei încăperi putem întâlni până la 8 000 compuși nocivi, unii provenind de la om, alții de la materialele de construcții și alții din exterior.

Întrucât este imposibil să fie măsurați cantitativ și calitativ fiecare dintre ei, profesorul Fanger a propus ca toți acești compuși să fie măsurați de un singur parametru: **mirosul**. Principiul metodei constă de fapt, în acceptarea ipotezei că, eliminând mirosul, vom elimina simultan toți ceilalți poluanți nedetectabili prin miros la valori ale concentrațiilor admisibile.

În urma unor studii de cercetare și măsurători efectuate în situ de Profesorul Fanger într-un număr semnificativ de incinte, folosind subiecți umani (de ambele sexe) a rezultat că poluarea într-o incintă este cauzată în principal de emisia de noxe de la ocupanți, materiale de construcții, sistemul de ventilare/climatizare și fumul de țigară. Efectele negative ale acestuia din urmă, a fost mult diminuat datorită legislației restrictive care a fost adoptată în majoritatea țărilor civilizate.

Gradul de poluare al unei incinte – din punct de vedere al mirosului – se obține cu una din relațiile:

$$C_i = C_o + \frac{10G}{n} \quad [\text{decipol}] \quad (3)$$

unde,

C_i = poluarea percepută în încăpere [decipol];

C_o = poluarea percepută în aerul exterior [decipol];

G = concentrația de poluanți din încăpere inclusiv din sistemul de ventilare [olf];

n = rata de ventilare [l / s].

sau

$$C_i = \frac{112}{[5.89 - \ln(PPD)]^4} \quad [\text{decipol}] \quad (4)$$

unde,

C_i = poluarea percepută în încăpere [decipol];

PPD = procentaj previzibil de insatisfacție.

O altă abordare privind calitatea aerului constă în stabilirea unor concentrații admise pentru principalii poluanți. În Tabelul 1 s-au extras orientativ valorile maxime admise pentru cei mai reprezentativi dintre aceștia, respectiv pragul minim acceptat pentru oxigen.

Tabelul 1

Extras cu valori admise pentru principalii poluanți

Tip poluant	Concentrație maxim admisă	Tip poluant	Concentrație maxim/min. admisă
Formaldehidă	0.035 mg/m ³	CO ₂	1600 mg/m ³
Radioactivitate Radon	140 Bq/m ³	Vapori de apă	Vara: 15400 mg/m ³ Iarna: 9450 mg/m ³
CO	6 mg/m ³	O ₂	Min. 16.3%

Asigurarea calității aerului a devenit o problemă sensibilă odată cu implementarea noilor concepte de proiectare a clădirilor cu consumuri minime de energie, respectiv obținerea unor clădiri sustenabile, ceea ce a atras cu sine reducerea debitelor de aer.

În funcție de reacția negativă pe care au avut-o subiecții la expunere îndelungată, s-au putut identifica două tipuri de clădiri care nu corespund exigențelor/sensibilităților oamenilor.

- **Sindromul clădirilor bolnave** (SBS – Sick Building Syndrom)

Aceste clădiri sunt în general parțial sau total climatizate și reacțiile indivizilor se datorează în principal microbilor aerogeni transmiși prin intermediul unor componente ale instalațiilor de climatizare, a unor deranjamente care afectează sistemul termoregulator sau a zgomotelor de frecvență redusă. Cu timpul, aceste simptome s-au extins și la incintele ventilate. În această categorie se încadrează clădirile la care mai mult de 20% din numărul persoanelor din încăperi suferă de îmbolnăviri ale mucoaselor și 30% au afecțiuni la nivelul sistemului nervos central.

- **Sindromul clădirilor etanșe** (TBS – Tight Building Syndrom)

În această categorie se încadrează clădirile nedotate cu instalații de climatizare și la care s-a utilizat tâmplărie cu bună etanșare, ceea ce a redus infiltrația aerului proaspăt, ajungându-se la un număr redus de schimburi orare ($n = 0.4 - 1$ /h). Debitul orar care se schimbă prin neetanșeitățile tâmplăriei este dat de relația:

$$L_t = 3600 \cdot S_t \cdot 6.5 \cdot 10^{-5} \cdot a \cdot l \cdot (\Delta p)^{2/3} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5)$$

unde,

S_t = suprafața tâmplăriei [m^2];

a = coeficient de permeabilitate la aer a tâmplăriei, ale căror valori se dau în normative sau cataloage [$\text{m}^3/\text{ms}(\text{Pa})^{2/3}$];

l = lungimea rosturilor de îmbinare [m];

Δp = diferența de presiune între interiorul și exteriorul încăperilor [Pa].

În aceste clădiri s-au manifestat o serie de îmbolnăviri generate de lipsa aerului proaspăt, ceea ce a determinat creșterea concentrației de nocivități în încăpere : CO_2 , mirosuri, umiditate ridicată, compuși organici volatili etc. În aceste condiții oamenii sensibili sunt predispuși la alergii, boli ale aparatului respirator și ale pielii. Aceste simptome se agravează în cazul coabitării cu animale de companie (domestice), care a devenit o practică tot mai extinsă.

3. Concluzii

Proiectanții din domeniul construcțiilor au ca și priorități realizarea unor construcții sigure, confortabile și cu consumuri de energie minime, atât în faza de construcție propriu-zisă, cât și în faza de exploatare. Pentru realizarea acestora din urmă, se va face o analiză atentă, astfel încât calitatea aerului – ca și componentă a confortului ambiental să nu fie afectată de reducerea debitului de aer proaspăt introdus

din rațiuni de economie de energie. În acest context, amintim că reducerea drastică a rației de aer proaspăt de la 20-30 m³/h.persoană la 7-9 m³/h.pers., ceea ce față de necesarul fiziologic de 0.5-4.5 m³/h.pers. părea absolut rezonabil, a determinat reducerea introducerii cantității de aer din exterior, creșterea concentrațiilor unor substanțe vătămătoare și mirosul dezvoltat de oameni. Aceasta a avut ca efect imediat sau în urma expunerii îndelungate, apariția unor maladii a ocupanților incintelor.

Bibliografie

- [1] Boon Lay Ong, Beyond environmental comfort, Ed. by Routledge Taylor and Francis Group, London and New York, 2013.
- [2] Carlucci Salvatore, Thermal Comfort assesment of buildings, Ed.by Springer, Milano, 2013.
- [3] Comșa, E., Moga, I., Munteanu, C., Proiectarea higrotermică și auditul energetic al anvelopei clădirilor civile, Ed. UT PRESS, Cluj-Napoca, 2010.
- [4] Mârza, C., Abrudan, A., Elemente de termotehnica construcțiilor, Ed. UT Press, Cluj-Napoca, 2012.
- [5] *** C 107/4-2005 – Ghid pentru calculul performanțelor termotehnice ale clădirilor de locuit.
- [6] *** NP 008-1997 – Normativ pentru igiena compoziției aerului în spații cu diverse destinații, în funcție de activitățile desfășurate în regim de iarnă- vară.
- [7] *** SR ISO 7730-1997 – Ambianțe termice moderate. Calculul indicilor PMV și PPD.

Combined effect of the local discomfort parameters – research methodology

Balázs ANDRÁS^{1*}, László KAJTÁR¹

¹University of Technology and Economics, Budapest, Hungary

*Corresponding email: andras_balazs@yahoo.com

Abstract:

The relation between human beings and buildings is continuously re-evaluated, due to the continuous evolution and new findings in ergonomics, psychology and other research fields, as well as due to the high number of influencing parameters. One of the main conditions of human comfort is the achievement of the thermal comfort. The most widely used mathematical model describing the human thermal comfort is the PMV model. The local discomfort parameters are complementary to the PMV model. The separate effect of the discomfort parameters are known, but their combined effect is unknown. The purpose of this paper is to present the preliminary findings of a research which analyses the human response to the combined effect of the draught and the hot wall. The measurements were conducted at the Budapest University of Technology and Economics

Department of Building Services and Process Engineering in the Macskásy thermal comfort chamber. The results of the paper are as follows: the presentation of the measured parameter groups which influence the thermal comfort; the evaluation of the thermal comfort under various draught and hot wall conditions; the presentation of the methodology for evaluating the human response on the combined effect of the hot wall and the draught.

Keywords: *Thermal comfort, Draught, Radiant thermal asymmetry, Local discomfort parameters*

1 Introduction

Public buildings make up a considerable part of the Hungarian building stock and the rate of these buildings has significantly increased in the last years (office buildings, for example). These buildings are often light-structured. In these cases, the two basic requirements of the interior spaces – the thermal comfort and the reduction of the energy consumption – are hard to combine because of their opposite character.

The most widely used model for the evaluation of the thermal comfort in indoor spaces is the PMV-PPD method, which is included in most of the thermal comfort standards (ISO 7730, CR 1752, EN 15251). The addition of the method consists in the local discomfort parameters. Evaluation methods and diagrams showing the separate effect of these local discomfort parameters on the thermal comfort are available (L. Kajtár, 2000), but in reality their effects appear simultaneously.

This paper presents the preliminary findings of an ongoing research during which we intend to evaluate the combined effect of the draught and the radiant

thermal asymmetry in office buildings. The workers' productivity can be greatly affected by the unpleasant combined effect of the local discomfort parameters.

A research project in this field was conducted by Edit Barna (Barna E., 2012), whereby she analyzed the combined effect of the hot floor and the radiant thermal asymmetry. However, in the whole research field there is no mathematical equation which would help evaluate the combined effect of the radiant thermal asymmetry and the draught. In order to find such an equation, human experiments are absolutely necessary.

This paper sets the following goals: determining which parameter groups should be examined with human experiments, presenting the evaluation of the thermal comfort and the distributions of the parameters which influence and characterize the thermal comfort in the comfort chamber, as well as presenting the methodology of the human measurement which will link the measured data to the thermal comfort values.

2 Methods

The measurements were conducted at the Budapest University of Technology and Economics, in the Building Service Engineering and Process Engineering Department's comfort chamber. Our goal was to establish situations where the DR in the specific point of the space, where the people who participate on the human experiments will sit, is 15%, 20%, respectively 25%.

2.1 Determination of the Thermal Asymmetries

We have examined the comfort parameters of public buildings with one outside wall with 100 glazing, in winter case. In the examined cases, the heat flux from the inside air to the cold window is compensated by a heated wall, which is situated on the opposite side, as well as by the heat flux from the human body to the indoor air.

We have examined the thermal asymmetry caused by five different window types, characterised by five different heat transfer coefficients. Among the window types we have examined the effect of the windows specified in standards currently compulsory in Hungary ($U_{type3}=1,6 \text{ W/m}^2\text{K}$), the ones stated in standards which will be compulsory after 2020 ($U_{type1}=1,15 \text{ W/m}^2\text{K}$) and the ones characterising old building stock ($U_{type5}=2,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$).

The thermal asymmetry is present between the wall of the comfort chamber which stands for the outside window and the opposite, heated wall.

2.2 Methods for Evaluating the Thermal Comfort

For the evaluation of the thermal comfort in the comfort chamber we used the PMV and PPD comfort indices. For the determination of the dissatisfaction rate regarding the draught we used the DR (Draught Rate) indice.

We have measured the air temperature, velocity and humidity respectively the

surface temperature of the walls, the ceiling and the floor.

The purpose of the research is to create a model of office buildings in winter case so we made the following assumptions: the metabolic rate we calculated with was 1,2 met, the insulation of the clothing was 1 clo. The following parameters were calculated using the measured data: Predicted Mean Vote (PMV), Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD), intensity of turbulence (Tu), Draught rate (DR).

We have measured the air velocity for 3 minutes in 125 positions, 5 different heights in the comfort chamber with a measurement frequency of 1 sec, so the turbulence intensity and the draught rate were calculated by taking into account 180 samples for every measured position.

The calculation of the PMV and PPD indices was made with a self-developed software.

2.3 Linking Measured Data to Thermal Comfort Values

In order to determine the human response to the comfort environments generated by the measured distributions of the influencing parameters, human experiments are required. In the planning phase of the measurement we analysed and answered among others the following questions and criteria (Wyon, 2003): gender and age of the subjects: male or female, old or young; number of subjects; naive or fully informed; inactive or hard-working subjects; highly motivated or unmotivated subjects; well-practiced or unfamiliar tasks; speed or errors; exposure time; necessity of physiological tests.

3. Results

3.1 Determination of the Measured Parameter Groups

The inside temperature of the windows with different heat transfer coefficients can be determined by calculating the heat flux through the window (*Equation 1*). From this value the inside surface temperature of the construction element can be determined (as shown in *Equation 2*).

$$\dot{q} = U \cdot (t_i - t_e) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1)$$

$$t_{wi} = t_i - \frac{q}{\alpha_i} [^{\circ}C] \quad (2)$$

where q is the specific heat flux in W/m^2 , t_i and t_e are the inside and outside temperatures in $^{\circ}C$, t_{wi} is the inside surface temperature of the wall in $^{\circ}C$.

Table 1 shows the heat transfer coefficient (U value), the inside surface temperature of the window, the heat flux from the inside air to the window, the necessary wall temperature of the opposite, heated wall and the resulted radiant thermal asymmetry for the analysed window types.

Table 1.

Parameters of the analysed window types					
Parameter	U value, W/m ² K	T _{swin} , °C	Heat flux, W/m ²	T _{swall} , °C	Asymmetry, °C
Window, type 1	1,15	17	43	26	9
Window, type 2	1,30	16	48	27	11
Window, type 3	1,60	15	59	28	13
Window, type 4	2,00	13	74	30	17
Window, type 5	2,50	10,5	92,5	32,5	22

Taking into account the human pending parameters presented in chapter 2.2. ($I_{clo}=1$ clo, $M/FDU=1,2$ met), we have established the parameter groups that has to be further analysed with human experiments. These parameter groups are presented in Table 2.

Table 2.

Calculated parameter groups					
Asymmetry, °C Draught rate, %	Asym=9 °C	Asym=11 °C	Asym=13 °C	Asym=17 °C	Asym=22 °C
DR=15%	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
DR=20%	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10
DR=25%	Case 11	Case 12	Case 13	Case 14	Case 15

3.2. Evaluation of the Thermal Comfort

We analysed the distributions of the parameters that influence the thermal comfort in the comfort chamber in all of the 15 cases presented in Table 2. The patterns of the resulted distributions in the case of different parameter groups (case 1...case 15) were showing strong similarities. The following conclusions can be made regarding the differences between the parameter groups: bigger thermal asymmetry caused bigger deviations in the parameter distribution; higher air flow rate caused higher air velocity values in the chamber; and resulted in higher draught rate.

Due to the similar character of the distribution of the parameters influencing the thermal comfort, this paper will only present the distribution of the parameters belonging to the parameter group presented in the Table 2 as case 13.

Case 13 shows the following properties: surface temperature of the wall that represents the outside window: 15 °C; surface temperature of the wall that represents the heated wall: 28 °C, inlet air temperature: 22 °C.

The heat flux introduced by the heated wall represents the energy deficit between the energy released from the human subject and the energy loss through the window.

Figures 4 to 9 show the distributions of the parameters mentioned in Chapter 2.2. The measurements were executed in 5 different heights (10 cm, 45 cm, 110 cm, 170 cm, 200 cm). The current results show the distributions of the parameters influencing the thermal comfort at 110 cm.

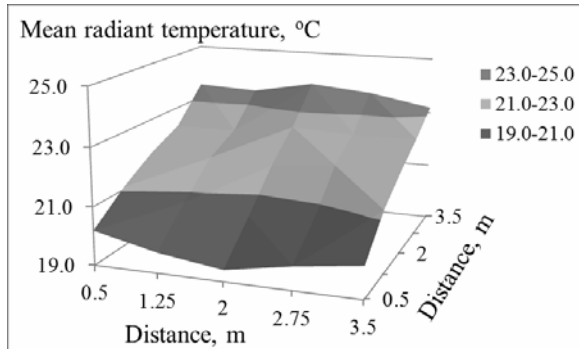


Figure 4. Mean radiant temperature distribution

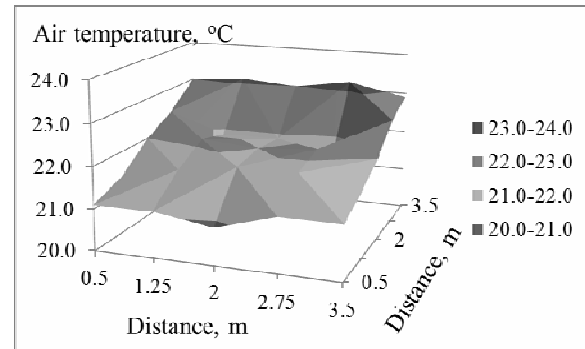


Figure 5. Air temperature distribution

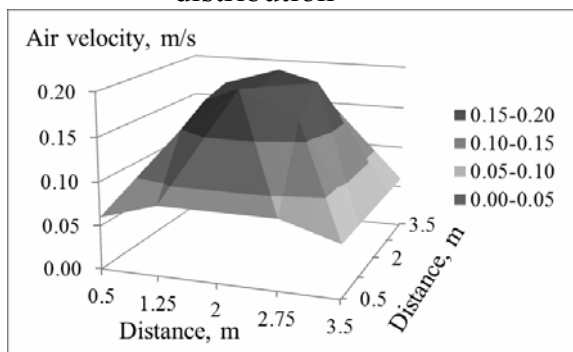


Figure 6. Air velocity distribution

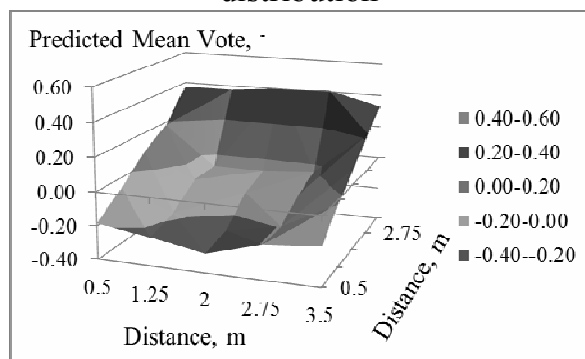


Figure 7. PMV distribution

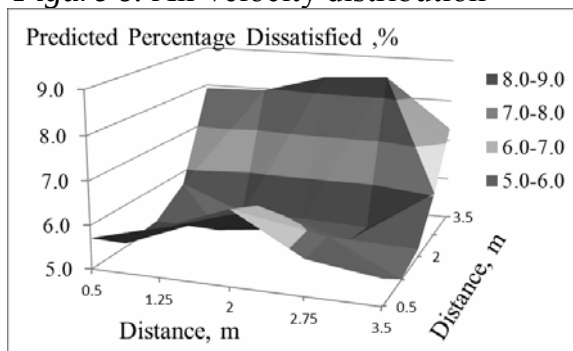


Figure 8. PPD distribution

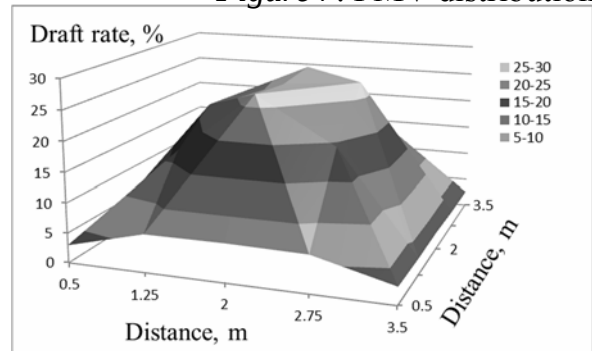


Figure 9. DR distribution

Fig. 4 shows the mean radiant temperature distribution in the comfort chamber. Due to the generated radiant thermal asymmetry, the mean radiant temperature has an increasing tendency towards the hot wall.

Fig. 5 shows the air temperature distribution. The character of the distribution differs from the previous because the air temperature field is influenced by the air flow introduced through the air diffuser placed in the centre of the comfort chamber. The air is introduced through the ceiling unit at 22 °C.

Fig. 6 shows the air velocity distribution. The velocity distribution shows a concentric character. The values of the velocity vectors are bigger in the centre of the chamber. The minimum value of the air velocity field is next to the walls of the comfort chamber.

In order to analyse the combined effect of the draught and the thermal asymmetry in winter case, the thermal comfort in the specific location of the space where the participants of the human experiment will sit, should be ideal according to the PMV model. Due to this boundary condition, the parameters influencing the thermal comfort were adjusted in a way that the Predicted Mean Vote is between -0,2 and 0,2 in the centre of the chamber as shown in *Fig. 7*.

The distribution of the Draught Rate in the comfort chamber shows the influences of the previously presented air velocity distribution and air temperature distributions. Our goal was to create a comfort environment where the PMV value is ideal in the centre of the comfort chamber and the draught rate is close to 15, 20 or 25 % depending on the situation we wanted to analyse. This case shows a distribution of the DR when the purpose was to achieve the DR=25%.

3.2. Subjective Thermal Comfort Tests

The goal of these measurements is to translate the objective data to subjective, thermal comfort parameters. After determining and calculating the parameter groups that have to be analysed and after measuring the distributions of the parameters influencing and describing thermal comfort, we created a research methodology for the human experiments.

20 young adults were selected, male and female subjects in equal number. The subjects were not fully informed, they did not know which thermal comfort conditions were established.

In order to determine the influence of the combined effect of the draught and the thermal asymmetry on the productivity of the office work, the subjects were doing well- practiced tasks, for example proof-reading. According to Wyon (Wyon, 2003) these types of tasks have been found to be more sensitive than unfamiliar tasks, as they are similar to normal work and thus the learning effect is minimized.

The subjects of the experiment were paid, thus motivated, and during the experiment we recorded the speed of their work and also the errors. This is important because higher work speed can generate more errors and vice versa.

The length of the human experiments was four hours and very limited physiological measurements were conducted, because the created parameter field generated a low level of physiological stress.

Table 3 presents the subjective scales for the general state and thermal comfort state utilized during the human experiments.

4. Discussion

The results presented in this paper are intermediate results from an ongoing research. The main result is the presentation of the distribution of the parameters influencing the local discomfort parameters. These distributions were determined with a combination of numerical and empirical methods. They show similarities regardless of the magnitude of the inlet air velocity and the thermal asymmetry. They showed a pattern which depend on the two local discomfort parameters.

The paper also shows the way the before mentioned distributions can be converted into human comfort response. Further on, it presents the methodology we used in determining the combined way of action of the draught and the radiant thermal asymmetry.

Once the research will be completed, it will result in a mathematical method for the determination of the combined effect of the before-mentioned local discomfort parameters. This will have relevance in the health and productivity of the occupants and the economic run of the buildings. All the measured temperature values presented in the paper are random variables (air temperature, surface temperatures). They show a normal distribution, the error in the values presented never exceeded 7%.

Table 3.

Subjective scale for the general state and thermal comfort state			
GENERAL STATE			
Mental state	Bipolar	Lively	Depressed
Mental stress	Bipolar	Relaxed, satisfied	Tense, frustrated
Fatigue	Bipolar	Rested	Tired
Concentration	Bipolar	Can focus easily	Difficulty in focusing
THERMAL COMFORT			
Temperature sense	7 point scale (-3..+3)	Cold	Hot
Thermal environment evaluation	Bipolar	Pleasant	Unpleasant
Thermal environment preference	Bipolar	Much colder	Much warmer
Acceptability of the thermal environment	Acceptability	Definitely acceptable	Definitely unacceptable
Local discomfort	7 point-discrete	Cold	Hot

5. Conclusions

The relevance of the research lies in the fact that the way of action of the combined effects of the local discomfort parameters is unknown. By knowing that, a more precise description of the phenomenon can be done. Furthermore, it is possible to reach an optimization between the energy use and the optimal thermal comfort, thus assuring a healthy thermal environment. In other words, the topic has its relevance in the comfort, health and economical field.

The other important aspect of the research is the determination of the link between the productivity of the office work and the combined effect of the local discomfort parameters. The method will be a useful tool for building operators, owners and planning engineers, but will also be relevant for the researchers doing comfort researches.

Acknowledgement

We thank our colleagues from the Department of Building Services and Process Engineering who provided insight and expertise that greatly assisted the research.

References

- Bánhidi L., Kajtár L. 2000. *Komfortelmélet*. Budapest: BME Technical Press.
- Barna E. 2012. A sugárzási hőmérséklet aszimmetria és a meleg padló együttes hatása a hőérzetre. *Ph.D. Thesis*, Budapest University of Technology and Economics (Hungary), 125 pages.
- CEN Standard EN15251. 2007. Indoor environmental input for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics. Bruxelles: European committee for Standardisation.
- CR 1752. 1999. Ventilation for buildings – Design criteria for the indoor environment. Bruxelles: European committee for Standardisation.
- Fanger P.O. 1970. *Thermal Comfort*. Copenhagen: Danish Technical Press.
- ISO Standard 7730. 2005. Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Geneva International Standards Institution.
- Wyon D. P. 2003. Methodology for indoor environment research. *Magyar Épületgépészet*, 2003/12.

Sisteme de concentratoare de radiație solară, componente importante în viitoarele sisteme de valorificare a energiei solare (elemente orientative în acțiunea de proiectare a sistemelor de valorificare a energiei solare)

Systems of solar radiation concentrators, important components in the future solar energy systems (indicative elements in the design of solar energy recovery systems)

Drd. ing. I.C. COTOROBAI, Prof. dr. ing. Theodor MATEESCU,
Conf. dr. ing. Victoria COTOROBAI

U.T. Gh. Asachi,
Facultatea de Constructii si Instalatii Iasi, Romania
cotorobai.victoria@gmail.com

Rezumat :

Una dintre resursele energetice primare disponibile în cantități mari, curate, inepuizabile la scara timpului este energia solară. Până în prezent s-au imaginat și realizat sisteme de conversie a energiei solare în energie termică, electrică, sau de cogenerare a energie termică sau electrică. Acestea utilizează fluxul radiației solare incident natural pe suprafața de captare sau apelează la tehnici de creștere a fluxului energetic solar incident pe o suprafață de captare de interes, respectiv sisteme de concentrare a radiației solare. Sistemele cu concentrare a radiației solare utilizate pe scară largă până în prezent au folosit oglinzile, cilindro/parabolice sau tip disc, fixe sau servite de sisteme mecanice de orientare dar descoperirile fizicii cuantice și-au pus ampreta și pe acest domeniu. Reducerea suprafeței necesare de amplasare și respectiv perfecționarea sistemelor de conversie, de concentrare și de integrare multiplă (mai multe resurse; mai multe forme de energie generate; integrare în clădiri) este o direcție prioritară a cercetării actuale. În lucrare se realizează o trecere în revistă a tehnologiilor actuale de concentrare a radiației solare în scopul facilitării activității de proiectare a sistemelor de valorificare.

cuvinte cheie: concentrator radiație solară

Abstract:

One of the primary energy resources available in large, clean, inexhaustible quantities at times is solar energy. So far, solar energy conversion systems have been imagined and realized in thermal, electric, or cogeneration of heat or electricity. They use natural incident solar radiation flux on the capture surface or resort to techniques for increasing the incident solar energy flux on a capture surface of interest, namely solar radiation concentration systems. Solar systems that have been widely used so far have used mirrors, cylindro / parabolic, or disc type, fixed or serviced by mechanical guidance systems, but the quantum physics discoveries have also stood out in this area. Reducing the required surface for the location and improvement of conversion, concentration and multiple integration systems (more resources, multiple forms of energy generation, integration in buildings) is a priority direction of current research. The paper reviews the current technologies of solar radiation concentration in order to facilitate the design of recovery systems.

key-words: solar radiation concentrators

1. Introducere

Energia solară este resursa energetică primară disponibilă în cantități mari, practic inepuizabilă la scara timpului, curată și aflată la baza tuturor celorlalte resurse energetice regenerabile de pe Terra. Afirmatia anterioară, corelată cu politicile energetice promovate la nivel național, european și global, orientate către procese de proiectare și renovare a clădirilor cu bilanț energetic anual nul și sisteme de procurare a energiei pentru acestea din surse regenerabile, cu eficiențe energetice ridicate, precum și politicile de orientare a tehnologiilor & materialelor & instalațiilor de construcție ecologice se adaugă argumentelor anterioare care să susțină dezvoltarea cercetărilor și tehnologiilor în domeniul sistemelor de valorificare a energiei solare.

Până în prezent s-au imaginat și realizat sisteme de conversie a energiei solare în energie termică, electrică, sau de cogenerare energie termică & electrică. Acestea utilizează fluxul radiației solare incident pe suprafața de colectare sau apelează la tehnici de creștere a fluxului energetic solar incident pe o suprafață colectoare de interes, respectiv sisteme de concentrare a radiației solare. Cele mai performante tehnologii de valorificare a energiei solare s-au dovedit a fi cele termice dar pe termen mediu și lung, pot deveni eficiente alte tehnologii (sisteme hibride de valorificare termică+electrică cu concentrare; conversie fotocatalitică, valorificare la limita atmosferei terestre,...).

Sistemele de concentrare a radiației solare utilizate pe scară largă până în prezent au folosit oglinzile, cilindro-parabolice sau tip disc, fixe sau deservite de sisteme mecanice de orientare dar în prezent se cercetează sisteme de concentrare a radiației solare complet novatoare (cu ghid de unde, cu luminofori, ...) și sisteme de autoorientare.

Una dintre direcțiile de dezvoltare majore în domeniu vizează dezvoltarea de sisteme de poligenerare a energiei, flexibile, care să permită multiple interconectări de surse, multiple integrări de echipamente, tehnologii, de generații diferite, în sisteme diferite (anvelope, sisteme centralizate de încălzire-răcire, distribuție energie electrică, sau, generare hidrogen, ...). Organizația Internațională a Energiei, în cadrul studiilor și previziunilor evoluției energetice pe termen lung estimează că, în 2100, cca. 66% din necesarul global de energie va fi asigurat cu ajutorul sistemelor de valorificare multiplă a energiei solare (termică + electrică) (Fig.1, Fig. 2.). În acest context este absolut importantă reducerea suprafeței necesare de amplasare și respectiv perfecționarea sistemelor de conversie, de concentrare și de integrare multiplă: mai multe surse; mai multe forme de energie generate; integrare în clădiri. Rezultă necesitatea dezvoltării intense a cercetărilor în această direcție.

2. Sisteme de valorificare a energiei solare cu concentrare – direcție de cercetare prioritară în domeniul sistemelor de valorificare a energiei solare.

Printre direcțiile majore de cercetare & dezvoltare din domeniul sistemelor de valorificare a energiei solare se află :

a) *îmbunătățirea & dezvoltarea & identificarea unor sisteme de colectare a cât mai multă energie solară de pe suprafețe cât mai mici, respectiv găsirea unor sisteme*

Sisteme de concentratoare de radiație solară, componente importante în viitoarele sisteme de valorificare a energiei solare (elemente orientative în acțiunea de proiectare a sistemelor de valorificare a energiei solare) *de concentrare a energiei solare cât mai performante.*

b) *valorificare a cât mai multă energie din cea colectată*, respectiv dezvoltarea sistemelor de conversie a energiei solare multispectrale.

Concentratoarele solare au fost cunoscute și utilizate încă din antichitate, au evoluat pe parcursul timpului, relativ încet până în mileniul trei dar au cunoscut o dezvoltare spectaculoasă în ultimul sfert de veac și încă prezintă un potențial de dezvoltare ridicat.

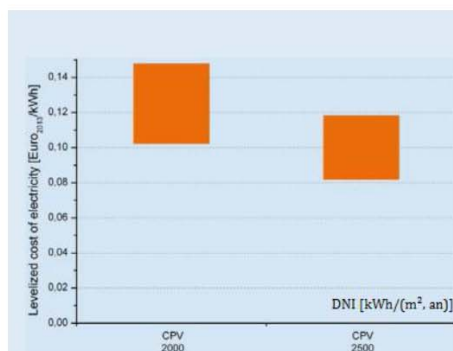


Fig.1: Nivelul de cost al energie electrică cu sisteme fotovoltaice (LCOE) pentru o iradiere solară ridicată*

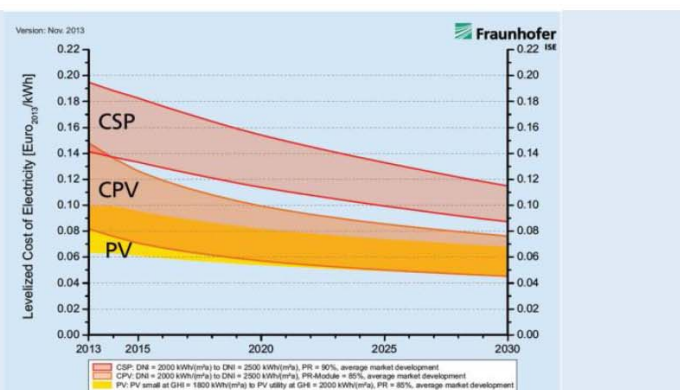


Fig. 2. Dezvoltarea sistemelor LCOE PV, CSP și CPV în locuri cu iradiere solară mare*

*(DNI=2000 kWh / (m², an) și 2500 kWh / (m², an), în 2013.) Sursa: [21].

Acestea pot fi asociate cu sisteme de conversie a energiei solare: a) termice : CS_T ; b) Fotovoltaice : C_PV ; c) Fotovoltaice & termice: C_PV-T, de c1) joasă sau c2) înaltă temperatură, LC_PV-T/HC_PV-T; d)Termo-dinamice : CS_P ; e) Chimice, ș.a.

3. Factori de influență ai performanțelor sistemelor de valorificare a energiei solare cu concentrare.

Performanțelor sistemelor de valorificare a energiei solare cu concentrare sunt dependente pe de-o parte de performanțele intrinseci ale celulelor solare, pe de altă parte de performanțele sistemelor de concentrare și de orientare (Fig. 3) și nu în ultimul rand de performanțele celorlalte componente ale sistemului : sistem stocaj, conectică, invertoare (dacă este cazul, etc.).

4. Concentratorul solar optic

Concentratorul solar optic este un element structural, un subsistem al sistemelor de valorificare a energiei solare, destinat concentrării energiei radiație solară pe receptorul de energie solară. Acesta contribuie la:

- colectarea unei cantități de energie solară cât mai mare,
- dirijarea energia captată spre receptoarele de energie solară.

Intr-un sistem de valorificare a energiei solare pot fi utilizate unul sau mai

multe concentratoare. Ansamblul acestor concentratoare optice formează *subsistemul de concentrare optică*.

Prin concentrarea unei cantități relativ mari de energie solară pe o suprafață relativ redusă, respectiv prin creșterea densității de radiație solară pe o anumită suprafață se obține:

- reducerea gabaritului (masă & dimensiuni) receptoarelor de energie solară: în acest context pot fi folosite sisteme de conversie performante, chiar dacă acestea sunt mai scumpe.
- multiplicarea eficienței sistemelor de conversie a energiei solare în energie termică/electrică.

4.1. Clasificare

S-a dezvoltat o mare varietate de concentratoare optice care pot fi diferențiate în raport cu mai multe aspecte, dintre care, determinante sunt cele de natură *funcțională, constructivă, economică*. Principalele criterii de clasificare ale concentratoarelor optice se diferențiază după criteriile indicate în Fig. 4.

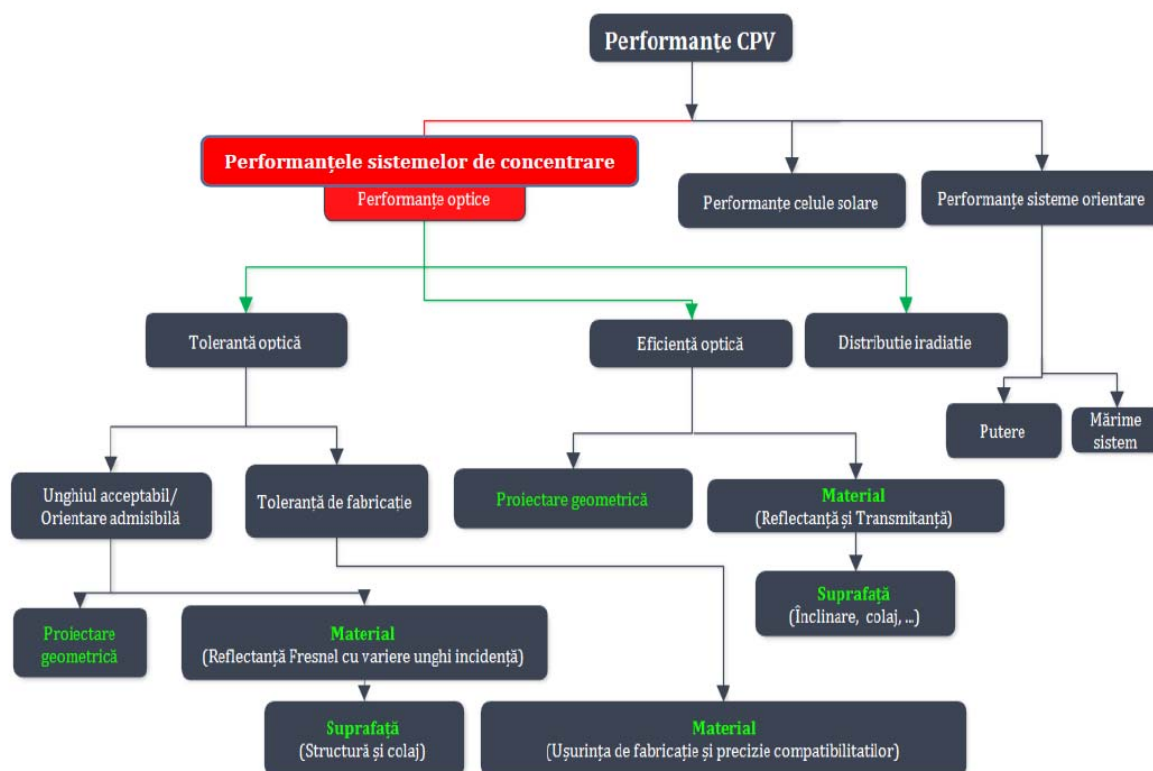


Fig. 3. Factorii de influență ai performanțelor CPC.

Principalele criterii de clasificare ale concentratoarelor sunt:

- devierea radiației optice incidente în concentratoarele optice: *cu refracție, reflectorizante (oglină) ; cu elemente difractante/holografice ;*
- *compoziția spectrală a radiațiilor solare în concentratoare optice*. Există concentratoare solare pentru: *radiații monocromatice sau multispectrale; radiații*

Sisteme de concentratoare de radiație solară, componente importante în viitoarele sisteme de valorificare a energiei solare (elemente orientative în acțiunea de proiectare a sistemelor de valorificare a energiei solare) *ultraviolete, vizibile, infra-roșii;*

- *deschiderea unghiulară a sistemului optic utilizat pentru colectarea radiației solare din direcția normală/directă și cea înclinată. Există concentratoare cu : deschideri înguste; deschideri late;*

- *forma suprafeței de lucru utilizate pentru corecția aberației optice a radiației directe. Se disting: concentratoare sferice; concentratoare a-sferice (cilindrice, parabolice, hiperbolice).*

- *forma spotului optic concentrat în planul receptorului de energie solară. S-au dezvoltat concentratoare cu focalizare : punctuală; liniară;*

- *suma elementelor de concentrare paralele din sistemul de concentrare optică. Există concentratoare cu : un singur element ; mai multe elemente ;*

- *suma elementelor de concentrare din sistemul de concentrare optică, situat în mod constant pe drumul de propagare radiației optice. S-au propus concentratoare: în cascadă unică; în dublă cascadă.*

- *principiile fizice care stau la baza originii radiației rezultate. Se disting concentratoare pentru: radiația primară; radiația secundară, numite și luminescente ;*

- *caracteristicile distribuției frontului de unde propagat; concentratoarele optice se pot clasifica în concentratoare cu : ghid de unde; elemente volumice.*

- *compoziția chimică a materialelor utilizate pentru realizarea concentratoarelor optice; se disting concentratoare din: materiale anorganice, materiale organice (polimeri); metamateriale;*

- *corelarea lungimi de undă a radiației și dimensiunilor geometrice ale structurilor elementare, responsabile pentru înclinarea fasciculului optic în concentratoare se disting concentratoare: macroscopice; nanostructurate.*

În cadrul lucrării vom prezenta o simplă trecere în revistă a diferite modele prezente în literatura de specialitate, în scopul de a ajuta la orientarea în proiectare a diferitelor sisteme de valorificare precum și la dezvoltarea cercetării în acest domeniu (Fig. 5). Alegerea designului cel mai potrivit se realizează în raport cu o mulțime de criterii dintre care, de-o importanță majoră sunt criteriile legate de destinația acestuia și locația acestuia.

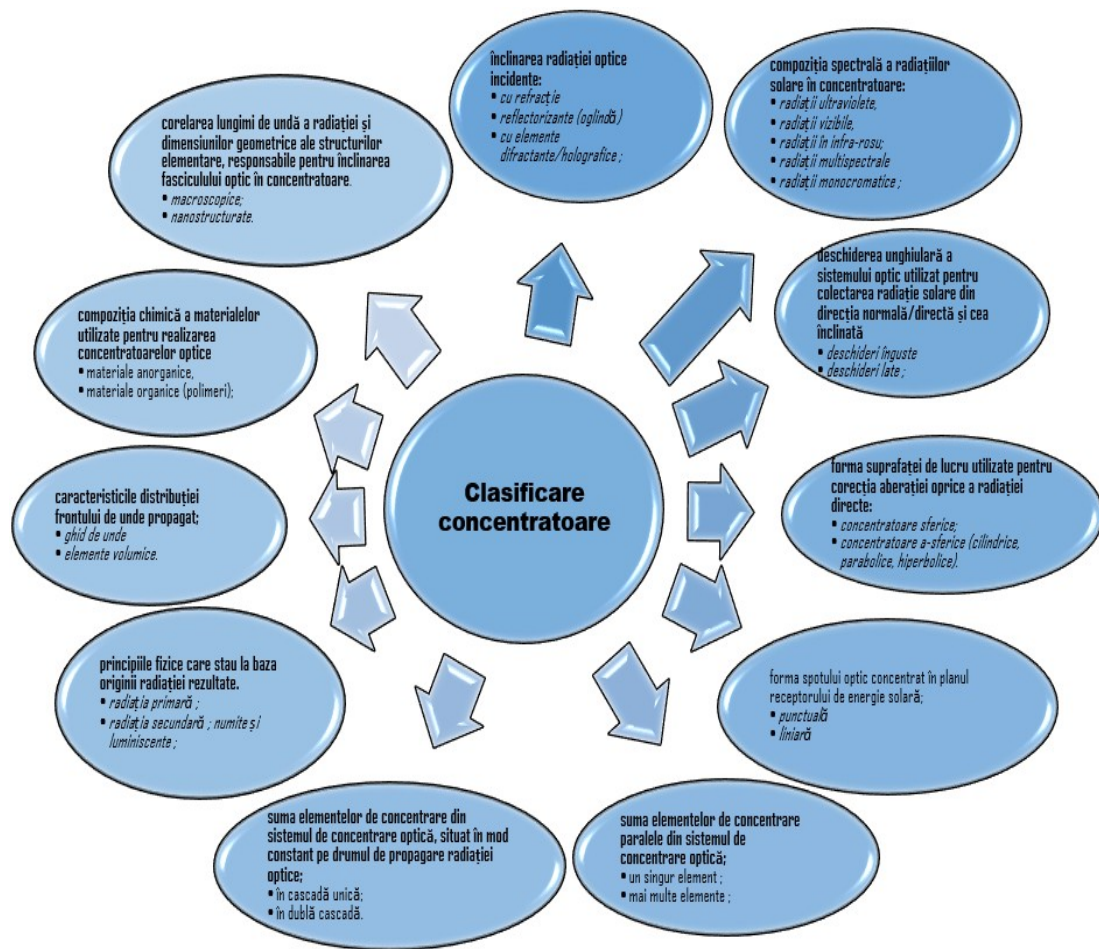


Fig. 4. Clasificarea sistemelor de concentrare a radiației solar

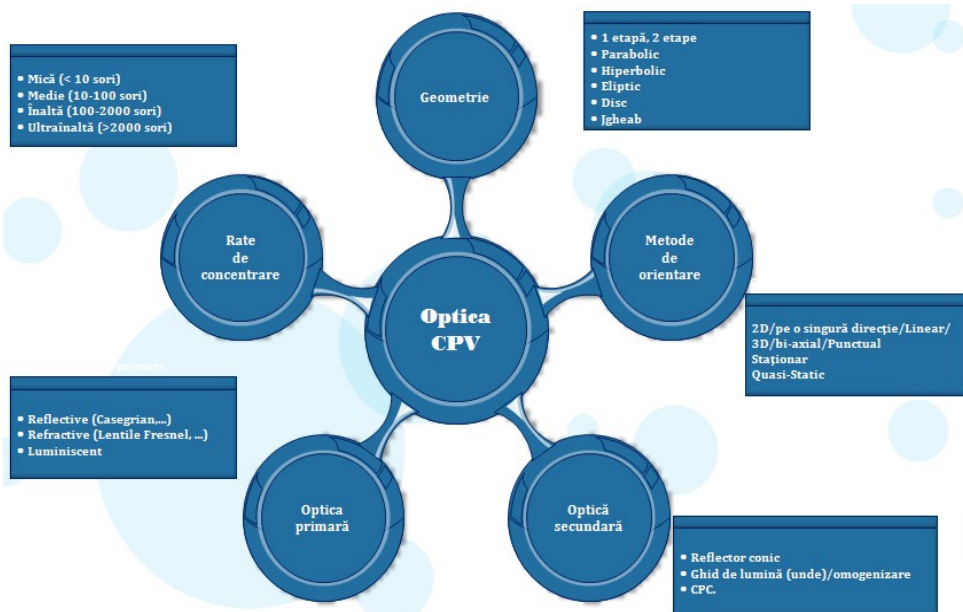


Fig. 5. Optica CPV [1],[4],[5],[6],[7]

Sisteme de concentratoare de radiație solară, componente importante în viitoarele sisteme de valorificare a energiei solare (elemente orientative în acțiunea de proiectare a sistemelor de valorificare a energiei solare)

Tab. 1

Caracterizare Concentratoare (dupa [1])

Tip	Tip mecanism concentrare				Raport de concentrare			Formă
	Refracție	Reflectorizant		Luminiscent	Scăzut	Mediu	Înalt	
		acoperire	TIR					
Reflector plat		X			X	X		Fig. 6.a
Jgheab în V		X			X	X	X	Fig . 6.b
Pălnie de lumină / omogenizator	X		X		X			Fig. 6.c
Reflector Liniar cu lentilă Fresnel		X				X	X	Fig. 6.d
Antena parabolica / jgheab		X				X	X	Fig. 6.e
Lentilă Fresnel	X		X			X	X	Fig. 6.f
Concentrator parabolic compus	X				X			Fig. 6.g
Pană prismatică	X	X	X		X			Fig. 6.h
Luminiscent / puncte cuantice	X	X	X	X	X			Fig. 6.i

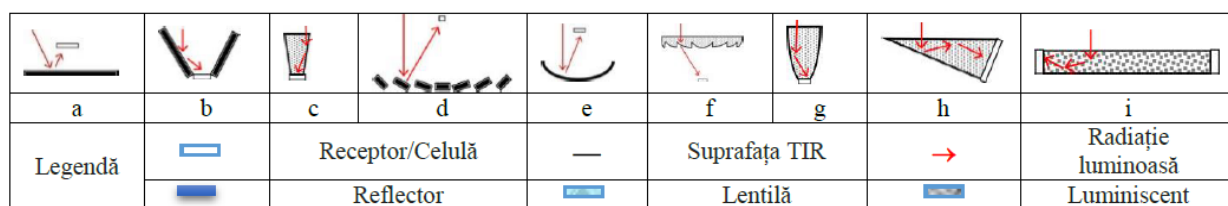


Fig.6. Formă concentratoare [1], [2], [3], [4], [5]

4.2. Optica primară

Conceptele de design primar cele mai comune și adoptate pe scară largă sunt *lentila*.

Fresnel și oglinda parabolică (Tab. 1). Aceste două tipuri de concentratoare pot fi alcătuite în diferite moduri, putându-se adapta la diferite aplicații. O caracteristică importantă a acestora este aria lor de concentrare. Raportul concentrației maxime atinse pe pământ sub un unghi de incidență normală este de 46.000 x. Totuși, datorită aberației cromatice, limita de concentrație a unei lentile Fresnel este în jur de 1000 x (Languy ș.a.). Această limită poate fi depășită prin combinarea *lentilelor divergente din policarbonat (PC) cu cele convergente din Poly(methyl methacrylate) (PMMA)*, caz în care se poate atinge o rată de concentrare de ~ 8500 x .

Cercetările referitoare la *concentratoarele tip jgheaburi parabolice singulare* (fără elemente optice secundare) au reliefat că nu se poate depăși rata de concentrare de ~70 x. Aceste modele optice singulare au o dependență severă de toleranța optică, respectiv de unghiul de acceptare, unghiul de urmărire solară, precizia de fabricație, efectele de încărcare din acțiunile vântului și calitatea finisajului optic.

Prin potrivirea adecvată a dimensiunii receptorului cu raza concentratorului de

radiație directă, toleranța optică poate fi crescută, putându-se realiza concentratoare cu rată înaltă de concentrare optică, dar cu consecințe legate de reducerea eficienței locale datorită forme gaussiene a radiației solare. Pentru a aduce valoarea concentrației cât mai aproape de limita maximă posibilă și relaxarea cererii în raport cu precizia sistemului se folosește un al doilea element de concentrare. Soluția este valabilă atât pentru sistemele de focalizare punctuale cât și pentru cele cu focalizare liniară. Unii cercetători (Brunotte ș.a.) au studiat un jgheab parabolic primar cu un CCP secundar standard, care a atins rate de concentrare mai mari de 250 x. Alții au propus folosirea unui nou sistem optic secundar ZZ SMS pentru a crește limita de concentrare de la 70 x la 213 x și unghiul de acceptare. Mai recent aceștia au propus și alte potențiale modele de jgheab cu concentrator parabolic cu arii cu deschideri mai mari, dar cu rate de concentrare medii pentru a menține valorile potrivite pentru unghiurile de acceptare.

În raport cu concentratoarele cu oglinzile parabolice, concentratoarele cu lentile Fresnel pot face față aparent mai bine fără ajutorul unui sistem optic secundar. Recent s-au studiat și sisteme de lentile Fresnel cu performanțe îmbunătățite. Un exemplu în acest sens îl constituie o lentilă cilindrică Fresnel, propusă de Gonzalez și colab. [20], curbată, cu o uniformizare bună a iradianței, dar cu probleme semnificative de fabricație.

Specialiștii au proiectat o lentilă Fresnel unde fiecare pas este concentrat într-o zonă diferită a receptorului, îmbunătățind uniformitatea fără ajutorul unui sistem optic secundar. Unghiul de acceptare însă este limitat (doar $\sim 0,3^\circ$). S-au proiectat și lentile Fresnel unicate care concentrează radiațiile luminoase în diferite zone "de intrare" ale secundarului. Ambele sisteme au o distribuție a iradianței îmbunătățită, o eficiență optică $> 80\%$ și un unghi de acceptare de $\sim 1,3^\circ$. *Deci, performanța tehnologiilor CPV poate crește semnificativ prin utilizarea unor modele de concentratoare unicate în raport cu cele standard dezvoltate până în prezent. Dar aceste tehnologii unicate sunt relativ noi în timp ce lentila Fresnel convențională și concentratoarele parabolice sunt deja tehnologii mature, testate și validate experimental și pe proiecte prototip.*

Recent, s-a reprojectat și structura inelară a unei lentile Fresnel; rearanjarea inelelor a condus la o uniformizare a iradianței îmbunătățită semnificativ (Fig. 7.)

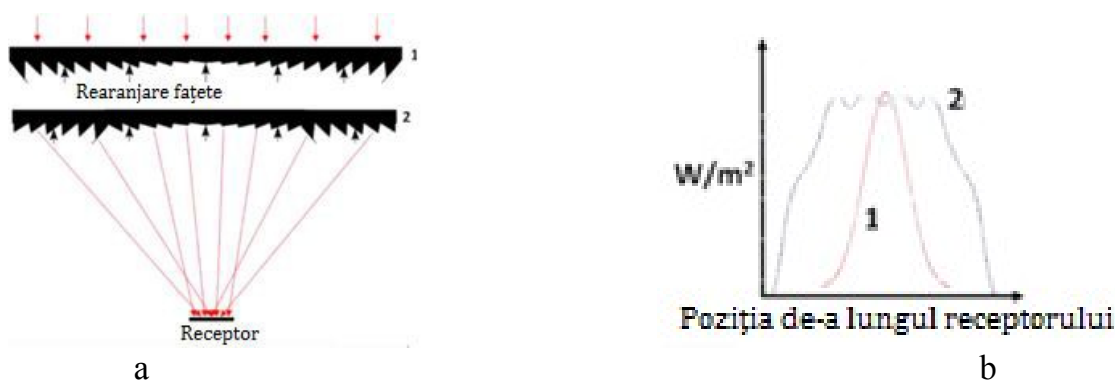


Fig. 7. Distribuție iradianță îmbunătățită a lentilelor Fresnel: prin rearanjarea inelelor lentilei Fresnel (a), este obținută o distribuție mai uniformă a iradianței (b). [1],[5]

Sisteme de concentratoare de radiație solară, componente importante în viitoarele sisteme de valorificare a energiei solare (elemente orientative în acțiunea de proiectare a sistemelor de valorificare a energiei solare)

Prin adaptarea unor macro sau micro-structuri (inele în aceste scenarii) și evitarea suprafețelor continuu pe reflectoare, se poate crește eficiența optică și distribuția iradierii. Zanganeh ș.a. au propus un concentrator solar bazat pe membrane fațetate elipsoidale din polyester care prezintă o eficiență optică de 90%, o toleranță optică bună și o eficiență optică $> 80\%$ în cadrul sistemelor (depășind limitele de concentrație 2D). Nilsson ș.a. au propus un concentrator parabolic asimetric staționar cu o suprafață a reflectorului structurat micro cu diferite micro-structuri: eficiența optică maximă obținută a fost de 88%; toate distribuțiile au redus vârfurile de iradiere în raport cu echivalentul ne-micro-structurate.

Suprafața optică, și, prin urmare, materialul, structura și calitatea joacă, evident, un rol cheie în proiectarea unui concentrator solar de performanță. În prezent cercetările se extind pe larg în domeniul științei materialelor utilizabile la realizarea unor concentratoare solare performante..

4.3. Optica secundară

Concentrator parabolic compus (CCP) (fig. 7), este cel mai studiat elementul optic staționar și secundar și este declarat a fi un concentrator ideal, care funcționează perfect pentru toate razele din unghiul de acceptare proiectat (în geometria 2D). CPC-ul 3D este, de asemenea, foarte aproape de ideal.

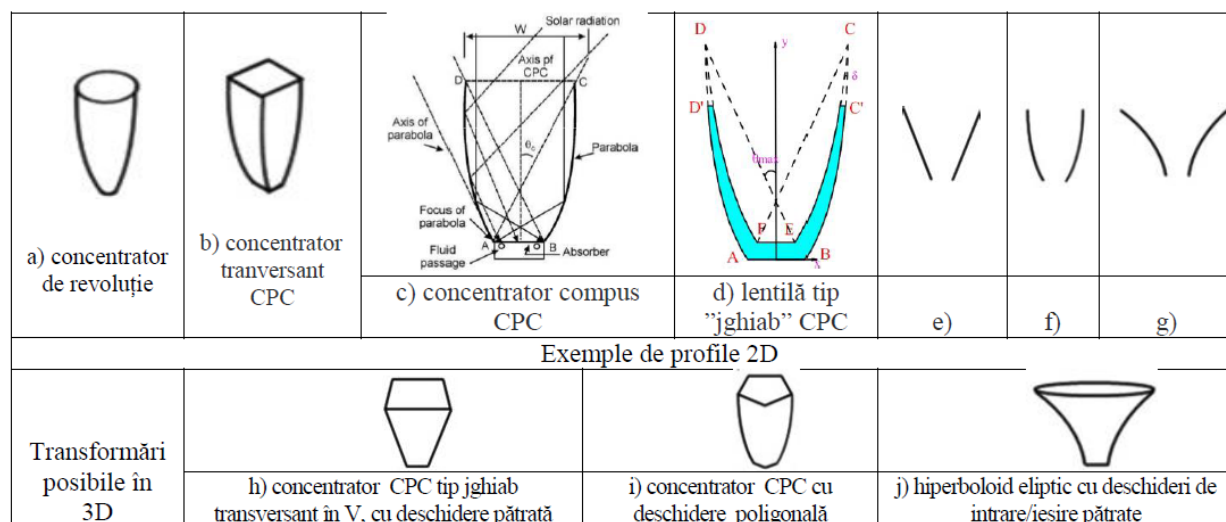


Fig. 8. Concentratoare optice. Principalele tipuri de optică secundară [1]

Concentratoarele tip CPC pot fi utilizate pentru ratele de concentrare superioare celor ale lentilelor Fresnel și se apropie (teoretic), de concentrația limită teoretică a sistemelor optice pur reflectorizante la 42,000 x dar sunt utilizate în practică la aplicații cu rapoarte de concentrare de $\eta_c > 40x$. Pentru a îmbunătăți diferite aspecte de interes, s-au cercetat diferite souții de CPC (prin proiectarea lor) cu rapoarte de concentrare și de distribuție iradiantă diferite.

Modelul optim de concentrator va fi un amalgam de factori multipli.

Tipul de CPC cel mai potrivit este determinat de: locație, condițiile radiațiilor solare incidente și opțiunile de orientare. Adaptarea specifică la particularități/condiții este deocamdată procedura cea mai benefică în dezvoltare a concentratoarelor. Uniformitatea distribuției iradiantă a CPP pare a fi un defect inerent care impune investigarea altor noi sisteme optice.

Un alt element important în performanța globală a unui concentrator este dat de *metoda de răcire utilizată*, în special la sistemele cu rată de concentrare mai mare. Uniformitatea distribuției iradianței în CPP este un defect inerent și determină investigarea mai multor sisteme optice noi. Pâlniile și omogenizatoarele ușoare (Fig. 8) au fost investigate pentru a îmbunătăți unghiul de acceptare și distribuirea iradianței în sistem. În general, acestea iau forma unui con inversat sau piramidă, dar există, de asemenea, forme eliptice și hiperbolice posibile, cum ar fi hiperboloidul eliptic pătrat (SEH) proiectat de Nazmi și colab. Câteva exemple de geometrii sunt arătate în Fig. 8 .

4.4. Unghiul global de toleranță și acceptare optică

Unghiul de acceptare pentru dispozitive de concentrare ridicată (antenele parabolice, lentile Fresnel) care nu sunt prevăzute cu elemente optice suplimentare este foarte scăzut. Este motivul pentru care, o parte importantă dintre cercetările unor concentratoare solare performante vizează îmbunătățirea acestora. În Fig. 9 se reprezintă o sinteză cu aceste caracteristici pentru concentratoarele uzuale.

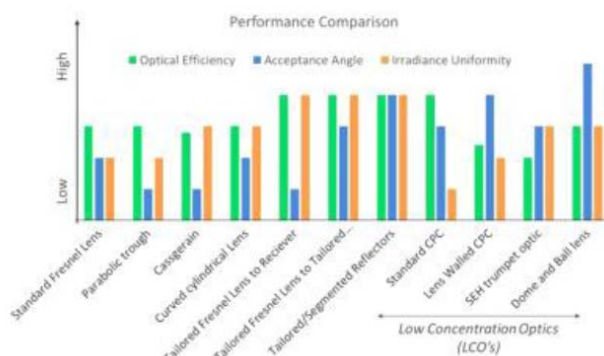


Fig. 9. Compararea performanțelor diferitelor CPV plane privind eficiența optică, unghiul de acceptare și uniformitatea iradiantă la receptor. [1],[4],[5]

4.5. Materiale

Eforturile depuse de specialiștii actuali pentru îmbunătățirea performanțelor concentratoarelor solare sunt remarcabile și fructuoase. Sunt investigate material noi, special proiectate (metamateriale), sau chiar cu funcții dedicate, menite să contribuie la controlul impactului undelor radiației solare asupra colectoarelor/pnourilor solare. În conceptele aplicabile concentratoarelor solare se includ: *acoperiri selective spectrale; optica comutabilă (se poate schimba de la transparent la reflectorizant); anti-reflectorizant și reflectoare de acoperire amplificate; structuri optice cu apă; materiale nanocristaline, straturi de grafen precum și alte materiale organice și*

Sisteme de concentratoare de radiație solară, componente importante în viitoarele sisteme de valorificare a energiei solare (elemente orientative în acțiunea de proiectare a sistemelor de valorificare a energiei solare) *anorganice¹ ; graphene; structurile naturale complexe, avansate, care au fost studiate pentru a fi reproduse și adaptate pentru uz dedicat²; diverse bio-replici care acoperă o gamă largă de aplicații, studiate în prezent și pentru aplicații CPV.*

5. Concluzii. Perspective viitoare

Cercetările realizate până în prezent în domeniu (multe și pe diverse planuri), dificil de cuprins în cadrul unei astfel de comunicări, dar studiate de către autori ne permit să afirmăm că, pentru dezvoltarea tehnologiilor fotovoltaice direcțiile de cercetare viitoare se focalizează pe :

- creșterea raportului de concentrare
- utilizarea de sisteme optice secundare / omogenizante;
- reducerea lungimii traiectoriei radiațiilor solare; și
- adaptate structurii suprafețelor

În figura 10 se prezintă sintetic performanțele referitoare la rata de concentrare pentru principalele tipuri de concentratoare promovate până în prezent. Pentru fiecare tip de CPV, în raza de acțiune, versiunile cele mai sigure sunt în jumătatea de jos a cercurilor; modelele din partea superioară vor necesita precizie înaltă de fabricație și materiale de calitate.

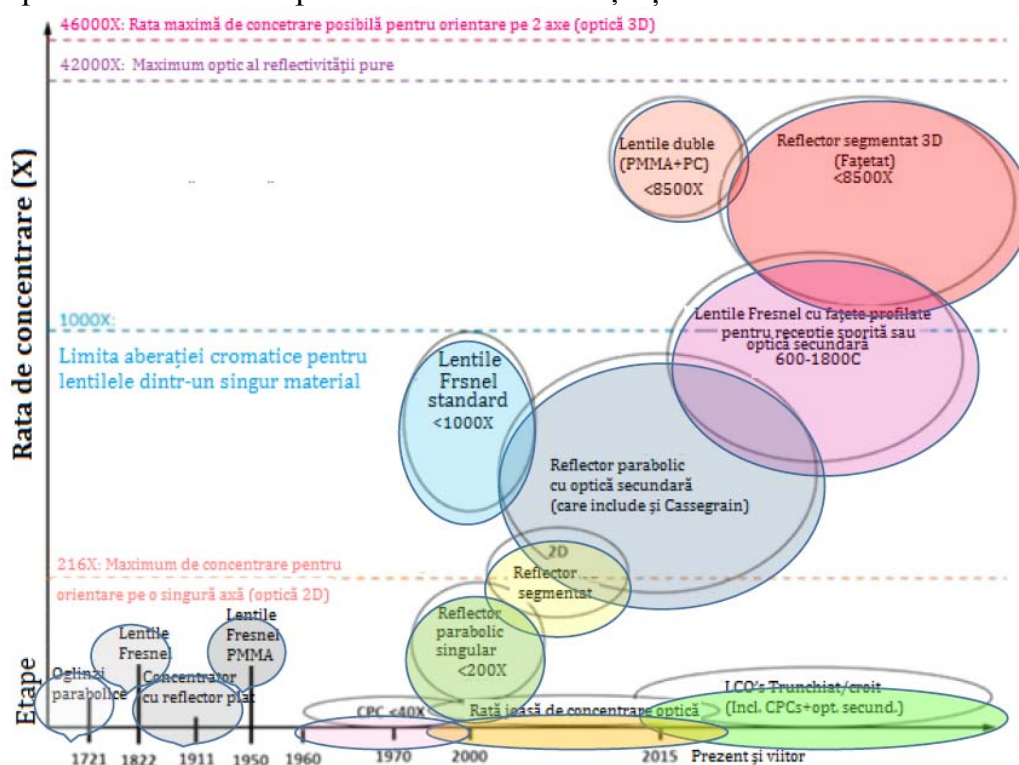


Figura 10. Evoluția cronologică a modelelor CPV și tendințele preconizate pentru viitor pentru concentratoare cu rată mare și foarte mare de concentrare [5]

¹ materiale hibride organice-anorganice (O-I) sunt nano-materiale compozite, cu o componentă anorganică și alta organică (bio-organice). Aceste materiale au de multe ori caracteristici impresionante

² microstructuri de vânătoare /capcane luminoase inscripționată pe celule solare pentru a spori eficiența de colectare & conversie a luminii.

Referințe

1. Dr. Simon P. Philipps, Dr. Andreas W. Bett, Kelsey Horowitz, Dr. Sarah Kurtz, Current status of concentrator photovoltaic (CPV) TECHNOLOGY, Rapport, Fraunhofer Institute For Solar Energy Systems Ise National Renewable Energy Laboratory, NREL, 2016
2. Tyler Hamilton, Un concentrator solar mai ieftin, MIT tehnologie reviu, 2009
3. Gaurav A. Madhugiri, High solar energy concentration with a Fresnel lens: A Review, International Journal of Modern Engineering Research (IJMER), Vol.2, Issue.3, May-June 2012 pp-1381-1385 ISSN: 2249-6645
4. M Khamooshi, A Review of Solar Photovoltaic Concentrator, 2014 accesat pe www.hindawi.com/journals/ijp/2014/958521/
5. Mehrdad Khamooshi ș.a., *O revizuire a solare fotovoltaice Concentratori*, International Journal of Photoenergy 2014(3856) June 2014, DOI: 10.1155/2014/958521
6. Știri, biblioteci proiect, proceedings conferințe: <http://cpvconsortium.org/>
7. Colecția revistei Natura

Măsurarea permeabilității la aer a unei clădiri individuale cu arhitectură modernă

Airtightness measurement for a modern architecture individual house

Răzvan Mihai VIZITEU, Vlad IORDACHE

Research Center CAMBI, Universitatea Tehnică de Construcții București, Romania

Rezumat

De-a lungul timpului au fost realizate foarte multe studii experimentale de permeabilitate la aer a clădirilor peste tot in lume (Statele Unite ale Americii, Franta, Grecia, Finlanda, Spania, Italia, Australia, Canada) in scopul pe de o parte al determinarii valorii permeabilitatii la aer a clădirilor respective si pe de alta parte al ierarhizarii clădirilor la infiltratiile de aer exterior. In contextul actual general, observam dezvoltarea de noi tipologi de clădiri (eficiente energetic, pasive energetic, active energetic, ecologice, verzi, AAA, Bream, LEAD, cu terase verzi, cu fatade verzi sau cu sere incluse in clădire). Aceste tipuri de clădiri au caracteristici specifice (instalatii de ventilare cu recirculare a aerului, schimb de aer intre sera si interior, si altele) iar metoda clasica de determinare a permeabilitatii la aer s-ar putea sa nu fie aplicabila pentru orice tipologie de clădire. In acest studiu vom analiza experimental aplicabilitatea unor masurari experimentale clasice de permeabilitate al aer (metoda suprapresiunii) pentru o clădire cu spatiu solar interior clădirii.

Cuvinte cheie: permeabilitate la aer a clădirii ; măsurări experimentale ; casă din structură lemn

Abstract

Building air permeability is a very important parameter due to its high influence on both the HVAC design and studies on indoor acoustic comfort or indoor environment quality. Many experimental studies were performed worldwide (USA, France, Greece, Finland, Spain, Italy, Australia, Canada) in order on one hand to determine the building air permeability and on the other hand to classify buildings with respect to their façade air infiltration. Nowadays, many new typologies of buildings are developed (energy-efficient buildings, passive and active energy buildings, ecological buildings, green buildings, AAA, BREEAM, LEAD buildings, with green terraces, green facades or with greenhouses included). These types of buildings have specific characteristics (ventilation installations with air recirculation, air exchange between greenhouse and indoor, and others) and consequently, the classical method of determining air permeability might not be applicable for these new building typologies. In this experimental study we will analyze the applicability of the classic air permeability experimental measurements (pressurization method) for a building with greenhouse included inside the building.

Keywords: Building air permeability; experimental measurements; wood structure house

1. Introducere

Determinarea infiltrațiilor de aer la fațada clădirii este o componentă a evaluării calitative energetice a clădirilor influențând semnificativ clasa energetică a clădirilor, calitatea mediului interior.

În prezent, determinarea permeabilității la aer a fațadelor se realizează, în mod uzual, prin metoda gazului trasor sau prin metoda suprapresiunii (metoda ușii false) [1]. Aceste metode sunt însă costisitoare și necesită pentru a putea fi puse în operă o serie de condiții climatice și de operare. În literatura de specialitate au fost și tentative de a estima permeabilitatea la aer a clădirilor, însă se observă diferențe notabile între aceste estimări, de unde rezultă și gradul de nesiguranță al acestor cercetări [2].

S-au evidențiat aspecte de localizare a infiltrațiilor sau de reabilitare a acestora. Van Den Bossche și alții (2012) au studiat, pentru structurile din cărămidă, diferite variante de montaj pentru interfața fereastră-fațadă astfel încât infiltrațiile de aer prin fațadă să fie minime [3]. Park și Kim (2015) au studiat reabilitarea din punct de vedere acustic și al permeabilității la aer a ferestrelor vechi, cu ajutorul unor structuri rezistente la infiltrații de aer, montate pe structura ferestrei; se prezintă o modalitate de reabilitare a ferestrelor [4]. Relander și alții (2012) au descoperit, pentru clădirile norvegiene, o corelație între rata orară de schimburi de aer înainte de finalizarea construcției (după montarea barierei anti-vânt) și rata orară de schimburi de aer după definitivarea construcției și montarea barierei de vaporii [2]. Okuyama și Onishi (2012) propun o îmbunătățire a măsurărilor de permeabilitate prin intermediul unei mai bune estimări a parametrilor și a unei evaluări corecte a nivelului de încredere, utilizând elemente de statistică matematică [5].

Campanii laborioase de măsurări de permeabilitate la aer a clădirilor au fost realizate în mai multe țări: Statele Unite ale Americii [6], Grecia [7], Finlanda [8], Spania [9], Franța [10], Italia [11], Australia [12], Canada [13]. În general aceste măsurări au fost realizate preponderent pentru clădiri individuale [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12], [13]. În Canada, măsurările de permeabilitate au fost făcute și pentru clădiri de birouri [13].

În contextul actual de dezvoltare, apar clădiri cu arhitectură modernă. Aceste clădiri moderne, cu arhitectură inovantă, reprezintă o provocare în contextul măsurărilor de permeabilitate, iar gradul de aplicabilitate sau modul de adaptare a măsurărilor de permeabilitate la aer pentru o astfel de clădire modernă nu a fost estimat. În acest studiu analizăm aplicabilitatea măsurărilor de permeabilitate pentru o astfel de clădire cu arhitectură modernă, cu spațiu solar integrat în clădire.

În plus, datorită faptului că în România domeniul „permeabilitatea la aer a clădirilor” se află pentru moment la început de explorare, dorim în primul rând să punem în evidență elementele esențiale de realizare a protocolului experimental și de adaptare a acestuia pentru acest tip de clădiri. În al doilea rând, dorim să realizăm o ierarhizare a clădirii în raport cu alte tipuri de clădiri cunoscute, din punct de vedere al permeabilității fațadelor.

În acest articol vom prezenta clădirea analizată, împreună cu instalația de ventilare, studiul experimental, rezultatele și analiza acestora.

2. Măsurări experimentale de permeabilitate la aer a clădirilor

2.1. Clădirea analizată

Clădirea studiată face parte din zona eoliană 2 și zona climatică 2, fiind amplasată în București și având un regim de înălțime P+1E [14]. Este o clădire individuală de locuințe, construită în anul 2015, cu o arhitectură modernă, cu spațiu de seră interior clădirii, având sistem modern de instalații, ce permite recuperare de energie (Fig. 1).

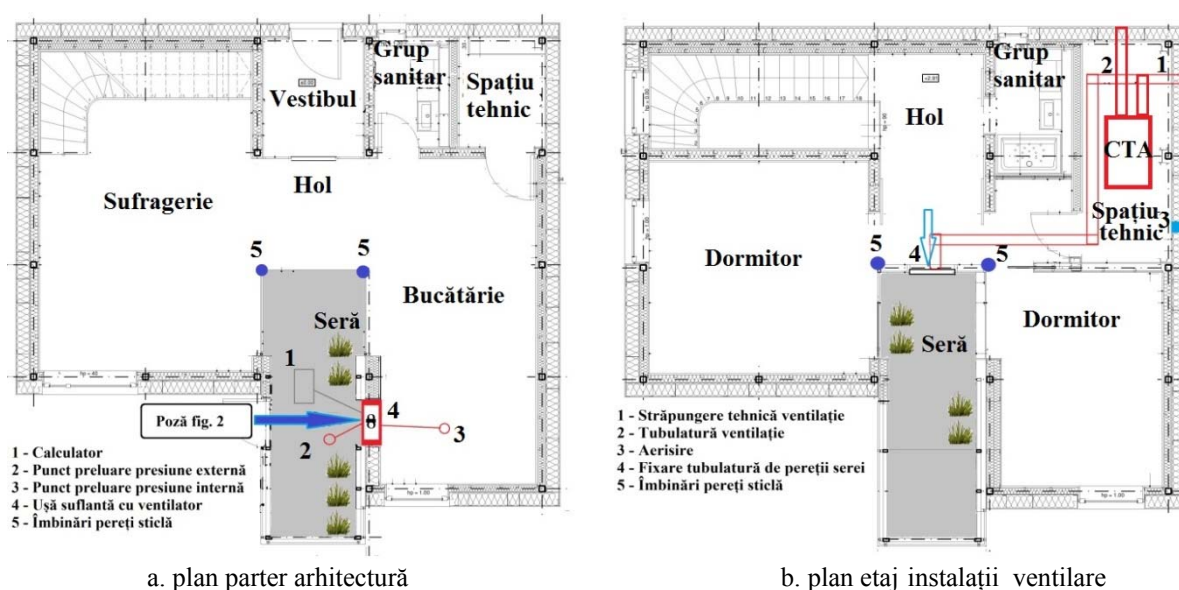


Fig. 1 Plan clădire studiată

Din punct de vedere dimensional, clădirea este caracterizată de o lungime de 10,7 m, lățimea de 10,31 m și de un volum de 290 m³. Structura clădirii este metalică, iar pereții sunt din lemn, având strat de izolație din vată minerală și fiind placați cu rigips la interior. Tâmplăria este nouă, rama fiind din material PVC, iar partea transparentă fiind de tip triplu vitraj. Încălzirea și răcirea se face prin panouri radiante (tuburi cu agent termic, plasate în pereții interiori). Recuperarea căldurii se realizează prin sistemul de ventilație plasat în bucătărie. Prepararea apei calde menajere se realizează în principal prin sistemul de panouri solare sau alternativ se poate folosi o pompa de căldură aer-apă.

Clădirea dispune de o seră (marcată cu culoare gri în Fig. 1), care se întinde pe toată înălțimea clădirii și are efect atât estetic, cât și în climatizarea locuinței. Clădirea dispune de două spații tehnice montate suprapus la parter și la etaj (Fig. 1). În spațiul tehnic de la etaj există o aerisire specială, iar spațiul aferent serei este împrejmuit de

pereți de sticlă. Clădirea se găsește într-un stadiu nefinalizat; întrucât mai sunt necesare lucrări de finisare pentru anvelopa clădirii.

Pentru această clădire s-au efectuat măsurări de permeabilitate la aer, folosind sistemul *Ușă Suflantă*.

2.2. Stand măsurări permeabilitate

Sistemul *Ușă Suflantă* se compune din: cadrul de aluminiu reglabil, panoul de nylon al ușii suflante, ventilatorul ușii suflante, dublu micromanometru diferențial (pentru măsurarea diferenței de presiune interior-exterior și debitului de aer introdus de ventilator), variator de tensiune pentru varierea debitului ventilatorului, precum și alte accesorii (tuburi de silicon, inele de obturare a secțiunii ventilatorului, cabluri transmisie date, software Tectite) (Fig. 2). Software-ul TECTITE (sub sistemul de operare Windows) este destinat conducerii campaniei experimentale și prelucrării inițiale rezultatelor experimentale. De obicei, pentru măsurarea permeabilității la aer a unei clădiri, acest sistem *Ușă Suflantă* se montează în cadrul fix al ușii de intrare în clădire, iar prin intermediul ventilatorului clădirea este pusă forțat în suprapresiune sau în depresiune față de exterior. În mod uzual, măsurările de permeabilitate la aer se realizează la diferența de presiune de 50 Pa și se admite o deviație standard a presiunii de maxim 2 Pa [1].



Fig. 2 Stand experimental ușă suflantă

2.3. Protocol experimental

În vederea determinărilor experimentale de permeabilitate a fost necesară pregătirea clădirii [1]: au fost închise toate ferestrele, ușile exterioare, au fost sigilate toate

orificiile tehnice ale sistemului de ventilare, au fost închise toate aparatele de combustie (mașina de gătit), centrala termică, precum și toate ventilatoarele de aspirație și exhaustoarele de aer.

Măsurările de permeabilitate au fost realizate pentru spațiul interior încălzit (zona albă din Fig 1), fără spațiul solar (zona gri din Fig. 1). Măsurările au fost realizate în luna februarie, an 2016. În timpul campaniei experimentale, temperatura exterioară a fost de 14° C, iar cea interioară de 24°C. La momentul măsurărilor, clădirea era deja dată în exploatare.

Sistemul *Ușă Suflantă* a fost instalat în cadrul ușii de acces din seră către bucătărie (reprezentat cu roșu în Fig. 1). Punctele de măsură pentru presiune au fost fixate, atât la interior, cât și la exterior, la înălțimea de 0.85 m. La interior, punctul de măsură a fost fixat pe masa din bucătărie, iar la exterior, în vederea protejării față de acțiunea vântului, a fost în seră, fixat pe mânerul ușii reale care era deschisă la momentul când standul experimental era instalat în cadrul ușii.

Pentru a realiza varierea debitului de aer ce traversează ventilatorul pe un domeniu larg ($1000 \text{ m}^3/\text{h} \div 7000 \text{ m}^3/\text{h}$), a fost necesară schimbarea inelelor de obturare a secțiunii de trecere a aerului prin ventilator.

Orientarea ventilatorului a fost de asemenea schimbată, pentru a realiza cazurile de:

a) Suprapresiune :

Măsurarea în suprapresiune se face cu fața ventilatorului orientată spre exterior, crescându-se presiunea în interiorul clădirii. Având în vedere că procesul este dinamic, se desfășoară în timp, este necesar ca rezultatele să fie corectate, ajustate, ținându-se seama de faptul că, de exemplu, temperatura exterioară poate avea mici variații de-a lungul experimentului. Astfel, soft-ul TECTITE face acest lucru, afișând mesaje prin care sugerează să acoperim și apoi să descoperim ventilatorul, pentru calibrarea rezultatelor.

b) Depresiune

Măsurarea în depresiune se face cu fața ventilatorului orientată spre interior, scăzând presiunea în interiorul clădirii. Și în acest caz se face calibrarea rezultatelor de către software-ul TECTITE.

3. Rezultate

În urma măsurărilor, soft-ul TECTITE a generat un raport de permeabilitate la aer a clădirii (Fig. 3). În acest raport sunt indicate : valorile debitului de aer infiltrat și exfiltrat datorită unei diferențe de presiune de 50Pa, V50 (m^3/h), precum și ale numărului de schimburi orare de aer la 50Pa, n50 ($1/\text{h}$), pentru situația de suprapresiune interioară, depresiune interioară și medie între cele două situații

Rezultatele testelor la 50 Pa	Depresiune	Suprapresiune	Media
V50: Debit (mc/h)	5375 (+/- 0.6 %)	4895 (+/- 0.5 %)	5135
n50: Rata de schimburi orare (1/h)	18.53	16.88	17.71

Legea permeabilitatii

Coefficient de curgere (C)	477.8 (+/- 7.8 %)	486.6 (+/- 6.8 %)
Exponent (n)	0.619 (+/- 0.020)	0.590 (+/- 0.017)
Coefficient de corelatie	0.99585	0.99663

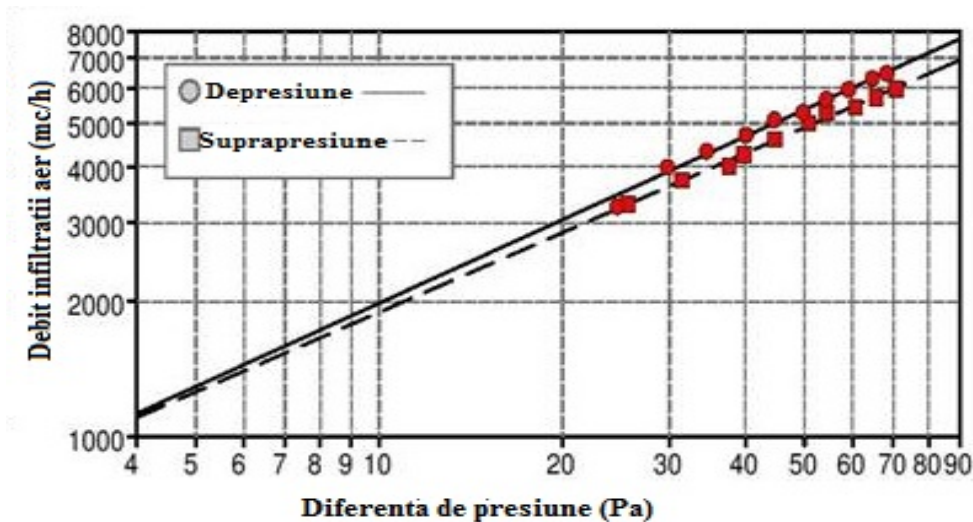


Fig. 3 Extras din raport de permeabilitate la aer

Măsurările de permeabilitate au ca și finalitate determinarea debitului de aer infiltrat și a ratei de infiltrații datorită unei diferențe de presiune exterior-interior medie anuală. Această diferență de presiune medie anuală este de 4 Pa. Pentru a calcula aceste valori, au fost determinate legile de permeabilitate în cele două situații (depresiune interioară și suprapresiune interioară). Legea de permeabilitate reprezintă formula matematică de tip lege putere de dependență dintre debit și diferență de presiune (Ecuație 1) :

$$Q = C \times \Delta P^n, \quad (1)$$

unde Q (m^3/h) este debitul de aer infiltrat sau exfiltrat, Δp (Pa) este diferența de presiune exterior-interior datorită căreia au loc infiltrații sau exfiltrații de aer, C și n sunt coeficienții matematici ai acestei relații.

Experimentele realizate au condus la următoarele legi de permeabilitate :

$$\text{Pentru depresiune : } Q = 477,8 \times \Delta P^{0,619} \quad (2)$$

$$\text{Pentru suprapresiune : } Q = 486,6 \times \Delta P^{0,590} \quad (3)$$

Se observă că coeficienții « C » ai celor două legi sunt aproximativ egali ; coeficientul este puțin mai mare pentru situația de suprapresiune. Diferența între cei doi coeficienți « C » arată faptul că debitele pentru situația clădirii în depresiune sunt mai mari decât în situația suprapresiunii. Și coeficienții « n » sunt la rândul lor aproximativ egali ; coeficientul este un pic mai mare în situația de depresiune. În ambele situații exponentul « n » este cuprins între 0.5 și 1, deci măsurările au fost corect realizate. Valorile exponentului mai apropiate de 0.5 arată faptul că curgerea aerului prin rosturile fațadei clădirii este mai degrabă turbulentă. Diferența între cei doi exponenți « n » atestă faptul că tipul curgerii este puțin diferit între cele două situații.

Valoarea finală a legii de permeabilitate a clădirii reprezintă media dintre cele două legi de permeabilitate (Ecuațiile 2 și 3). Folosind cele două legi de permeabilitate se generează câte un set de valori pentru fiecare dintre legile de permeabilitate (Tabel 1). Prin medierea valorilor de debit corespunzătoare aceleiași diferențe de presiune se determină legea de permeabilitate medie, caracteristică situației reale de exploatare a clădirii (Fig. 4). În cele din urmă legea de permeabilitate medie se determină prin regresie de tip lege putere pentru valorile medii de debit (Ecuația 4).

Tabel 1

Debite la depresiune, suprapresiune și debite medii, la diferite diferențe de presiune

ΔP (Pa)	Q_{dp} (m ³ /h)	Q_{sp} (m ³ /h)	Q (m ³ /h)
10	1987,221	1893,094	1940,157
20	3051,994	2849,573	2950,784
30	3922,692	3619,709	3771,2
40	4687,284	4289,311	4488,297
50	5381,565	4892,878	5137,222
60	6024,511	5448,555	5736,533
70	6627,685	5967,329	6297,507
80	7198,779	6456,471	6827,625
90	7743,232	6921,101	7332,166

$$\text{Lege permeabilitate medie : } Q = 481,63 \times \Delta P^{0,6051}. \quad (4)$$

Această formulă a legii de permeabilitate a fost folosită pentru a determina prin extrapolare debitul de aer la o diferență de presiune exterior-interior medie anuală la care este expusă o clădire, adică 4 Pa (Ecuația 5). S-a determinat apoi numărul de

schimburi de aer pe oră la 4 Pa prin împărțirea debitului la 4 Pa la volumul clădirii (Ecuția 6).

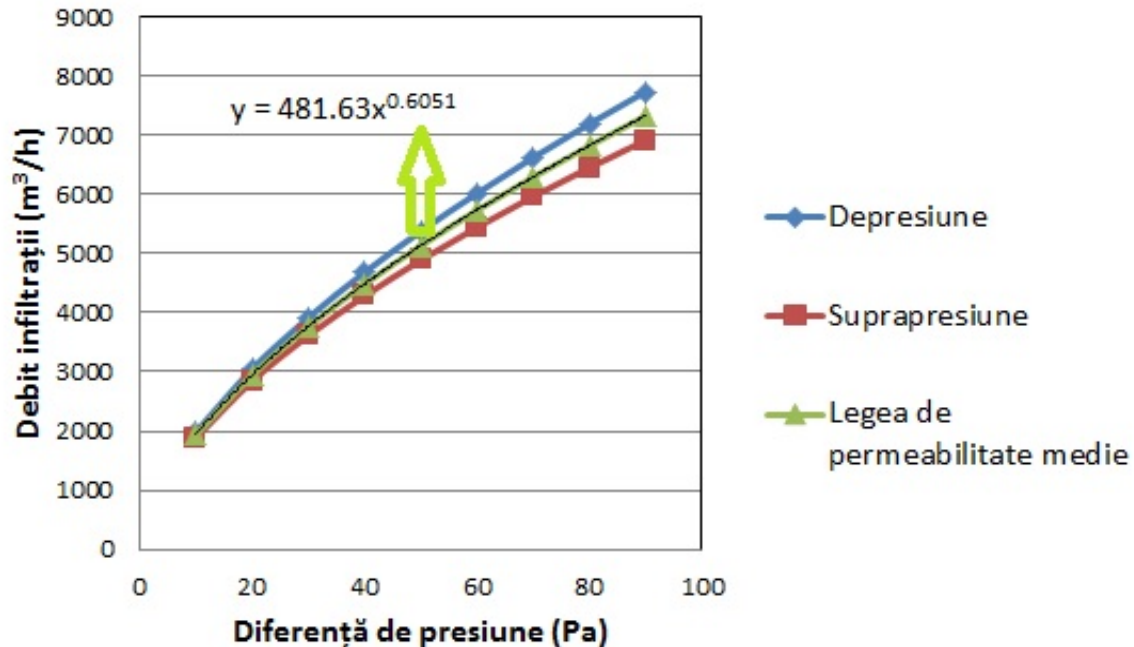


Fig. 4 Legi de permeabilitate la aer a clădirii analizate

$$Q_{4Pa} = 481,63 \times 4^{0,6051} = 1114,34 \left(\frac{m^3}{h} \right) \quad (5)$$

$$n_{4Pa} = \frac{Q_{4Pa}}{V} = 3,84 \left(\frac{1}{h} \right) \quad (6)$$

În cele ce urmează vom compara această valoare a ratei de infiltrații, n_{4Pa} , cu alte valori întâlnite în literatura de cercetare sau în normativele și metodologiile de calcul din România (Fig. 5) [15] [16] [17]. În general, domeniul de variație al ratei de infiltrații pentru clădiri de locuit, caracteristic ferestrelor închise, este între 0 și 2 (1/h). Valori minime, de 0,1 (1/h), sunt de obicei întâlnite pentru clădirile pasive energetic, iar maxime de aproximativ 1,9 (1/h) sunt întâlnite la clădirile cu fațade deteriorate. Ca situații extreme, putem aminti cazul depozitelor frigorifice (-25°C sau -75°C), unde rata de infiltrații poate coborî sub 0,03 (1/h) și valori maxime de 2,5 ÷ 3 (1/h), caracteristice camerelor cu tîmplărie metalică ruginită, cu multe canaturi. Pentru această ultimă situație camera respectivă intră practic în domeniul fațadelor parțial deschise

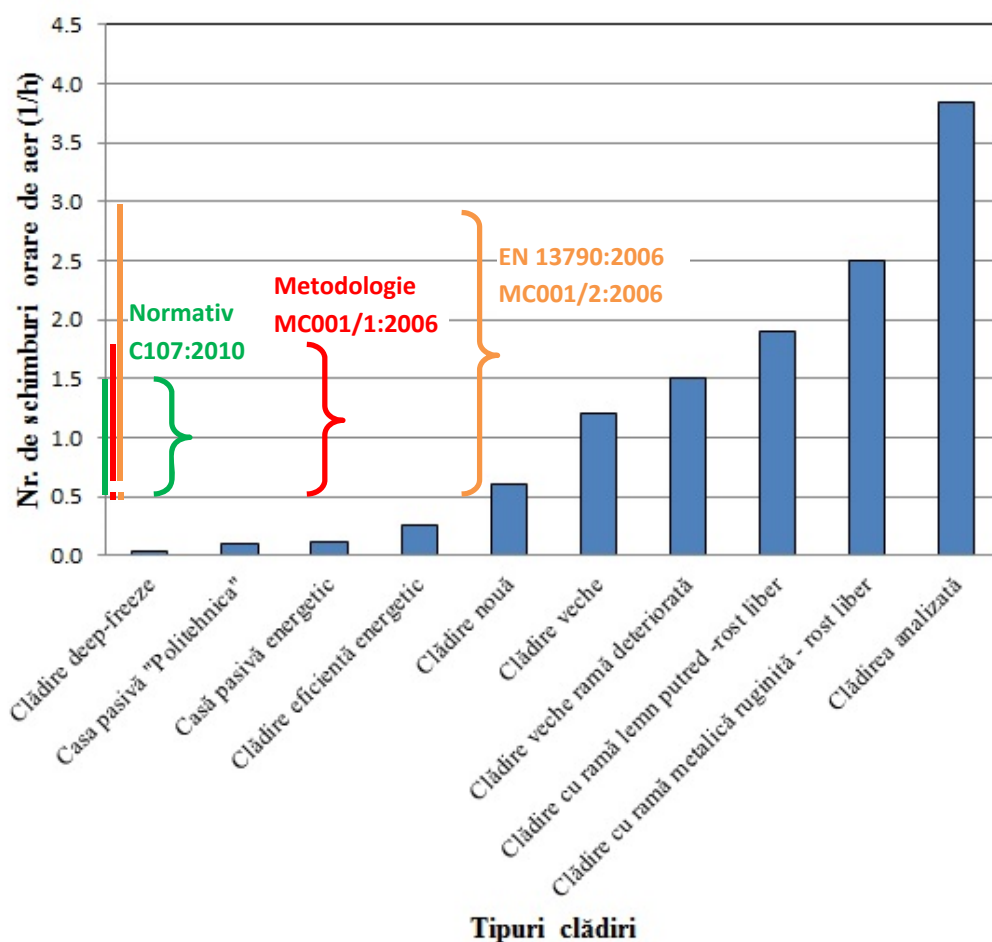


Fig. 5 Compararea rezultatelor obținute cu alte referințe

După cum se observă și din comparația grafică din Fig. 5, numărul orar de schimburi de aer la diferența de presiune de 4 Pa, pentru clădirea analizată, este mai mare decât în cazul altor referințe. O primă zonă de infiltrații o reprezintă rosturile de la ferestrele și ușile de pe fațada clădirii. Dar, dat fiind că vorbim despre o clădire nouă, pentru care tâmplăria se găsește într-un stadiu finalizat de montaj, nu putem considera ipoteza unei degradări a tâmplăriei clădirii și, în concluzie, astfel de debite ridicate nu sunt justificabile prin imperfecțiunile de etanșare ale tâmplăriei. Presupunem că stadiul de nefinalizare al clădirii reprezintă factorul major care influențează rata de infiltrații obținută. Vom prezenta mai jos câteva din posibilele zone de infiltrații :

- Pereții exteriori ai celor două spații tehnice sunt caracterizați de două tipuri de neetanșeități : (1) străpungeri necesare cablurilor electrice și conductelor de instalații (de exemplu pentru elementele exterioare ale pompelor de căldură) și (2) aerisiri ale spațiilor tehnice ;
- Structura din lemn, neetanșă, a pereților clădirii, poate ar putea să contribuie la amplificarea infiltrațiilor de aer. Spațiul interior clădirii poate comunica cu spațiul de la interiorul structurii pereților clădirii și apoi cu exteriorul prin

intermediul circuitelor electrice, prin zonele plintei și alte zone de îmbinări pereți-pardoseală sau pereți tavan ;

- Este de luat în considerare și sistemul de ventilație, între interiorul casei și seră (marcat cu tubulatură roșie în Fig.1b.), mai exact etanșarea prinderii tubulaturii de ventilație de pereții serei. Această problemă delicată relativ la sensibilitatea măsurărilor de permeabilitate la clădiri ventilate, cu recuperare de energie, dotate cu sistem de circulare și recirculare a aerului, a fost pusă în evidență și în alte studii anterioare [15];
- De asemenea, având în vedere că pereții serei sunt din sticlă, zonele de îmbinare ale acestor pereți pot reprezenta surse de infiltrații de aer între interiorul clădirii și spațiul solar (zone marcate cu puncte albastre în Fig.1).
- Comunicarea între mediul interior și cel exterior prin intermediul tubulaturii hotei din zona de bucătărie de la parter ;
- Străpungerile de conducte de canalizare și alimentare cu apă ale clădirii.

Acest tip de clădiri implică o dificultate sporită din punct de vedere al măsurării de permeabilitate, din cauza particularităților pe care le prezintă această arhitectură comparativ cu clădirile de arhitectură clasică. Ca urmare, pregătirea clădirii în vederea măsurărilor de permeabilitate, precum și măsurarea efectivă, reprezintă operațiuni minuțioase și depind de instalațiile de ventilare, de străpungerile din pereți, pardoseli, de structura pereților, precum și de zonele de îmbinare pentru pereții de sticlă ai spațiilor de tip seră.

Clădirea se află acum în stadiul de finisare și toate neetanșeitățile sunt amănunțit tratate în speranța că această clădire va deveni o clădire eficientă energetic.

4. Concluzii

S-au efectuat măsurări de permeabilitate pentru o clădire individuală de tip arhitectural modern, cu spațiu solar inclus parțial la interiorul clădirii, folosind metoda suprapresiunii și sistemul ușă suflantă. La momentul măsurărilor, clădirea era în exploatare, deși se afla încă într-un stadiu nefinalizat din punct de vedere al finisajelor.

În urma campaniei experimentale a rezultat o rată de infiltrații de 3,84 (1/h), deci mai mare decât domeniul de valori caracteristic clădirilor cu fațade închise, plasând clădirea în zona clădirilor neperformante energetice.

În urma investigării căilor pe unde au loc infiltrațiile de aer, s-a determinat că, pe lângă zonele clasice de neetanșeități întâlnite la majoritatea clădirilor (rosturile tâmplăriei, hotă, canalizare, alimentare cu apă) , există trei noi tipuri de neetanșeități specifice acestei clădiri: (1) rosturi datorate echipamentelor de instalații speciale (străpungeri ale pereților de către conductele spre pompa de căldură, cabluri electrice, neetanșeități ale instalațiilor de ventilare și altele), (2) neetanșeități între mediul locuit interior clădirii și mediul interior serei (la ventilarea serei, lipsește etanșarea pereților vitrați între interior și seră) și (3) neetanșeități specifice unei construcții pe structură de lemn (la

îmbinările pereților între ei, cu pardoseala, circuitele electrice care fac legătura cu mediul interior).

Pentru astfel de clădiri apare necesitatea adaptării sistemului clasic de determinare experimentală a permeabilității și inclusiv a protocolului experimental prezentat în EN13829. Ne întrebăm, de asemenea, care este spațiul analizat al clădirii și care este anvelopa pe care o măsurăm (spațiul solar face sau nu parte din spațiul interior clădirii, din punct de vedere al permeabilității). În studiile care vizează aspecte energetice ale clădirii, anvelopa clădirii ar putea fi anvelopa termică, iar în alte studii (de exemplu de confort acustic interior) anvelopa ar putea să includă și spațiul solar.

Datorită acestor aspecte specifice clădirii (destinație, instalații aferente, spațiu solar), considerăm că măsurările de permeabilitate trebuie pregătite cu atenție în prealabil, realizând etanșeizarea tuturor golurilor tehnice.

Mulțumiri

Acest studiu a fost susținut de Autoritatea Națională Română pentru Cercetare Științifică și Inovare, CNCS/CCCDI - UEFISCDI, prin proiectul numărul PN-III-P2-2.1-PED-2016-1951, în cadrul PNCDI III. Mulțumim contribuției domnilor conf. dr. ing. Tiberiu Catalina, ing. Claudiu Butacu, ing. Andrei Stelian Bejan și dnei. ing. Ana Maria Pascal.

Bibliografie

- [1] EN 13829 : 2002 Thermal performance of buildings - Determination of air permeability of buildings - Fan pressurization method (ISO 9972:1996, modified), 2002.
- [2] T. Relander, S. Holøs and J. Thue, "Airtightness estimation—A state of the art review and an en route upper limit evaluation principle to increase the chances that wood-frame houses with a vapour- and wind-barrier comply with the airtightness requirements," *Energy and Buildings*, pp. 444-452, 2012.
- [3] N. Van Den Bossche, W. Huyghe, J. Moens, A. Janssens and M. Depaepe, "Airtightness of the window–wall interface in cavity brick walls," *Energy and Buildings*, pp. 32-42, 2012.
- [4] H. Park and H. Kim, "Acoustic insulation performance of improved airtight windows," *Construction and building materials*, vol. 93, pp. 542-550, 2015.
- [5] H. Okuyama and Y. Onishi, "Reconsideration of parameter estimation and reliability evaluation methods for building airtightness measurement using fan pressurization," *Building and environment*, vol. 47, pp. 373-384, 2012.
- [6] W. R. Chan, W. W. Nazaroff, P. N. Price, M. D. Sohn and A. J. Gadgil, "Analyzing a database of residential air leakage in the United States," *Atmospheric Environment*, vol. 39, no. 19, pp. 3445-3455, 2005.

- [7] A. Sfakianaki, K. Pavlou, M. Santamouris, I. Livada, M.-N. Assimakopoulos, P. Mantas and A. Christakopoulos, "Air tightness measurements of residential houses in Athens, Greece," *Building and Environment*, vol. 43, no. 4, pp. 398-405, 2008.
- [8] J. Jokisalo, J. Kurnitski, M. Korpi, T. Kalamees and J. Vinha, "Building leakage, infiltration, and energy performance analyses for Finnish detached houses," *Building and Environment*, vol. 44, no. 2, pp. 377-387, 2009.
- [9] M. Montoya, E. Pastor, F. Carrié, G. Guyot and E. Planas, "Air leakage in Catalan dwellings: Developing an airtightness model and leakage airflow predictions," *Building and Environment*, vol. 45, no. 6, pp. 1458-1469, 2010.
- [10] P. Blondeau, M. Spérandio and F. Allard, "Multicriteria analysis of ventilation in summer period.," *Building and Environment*, vol. 37, no. 2, pp. 165-176, 2002.
- [11] G. Gantioler, "Building air tightness and dwelling ventilation -experiences in Italy," in *Gantioler, G. Building air tightness and dwelling ventilation -experiences in Italy. in Proceedings of the first Blower Door European Symposium*, Fulda, 23, 24 June 2006.
- [12] L. Biggs, I. Benni and D. Michell, "Air permeability in some Australian houses.," *Building and Environment*, vol. 21, no. 2, pp. 89-96, 1986.
- [13] C. Shaw, J. Reardon and M. Cheung, "Changes in air leakage levels of six Canadian office buildings.," *ASHRAE Journal*, 1993.
- [14] ASRO, SR 4839:2014: Instalații de încălzire-Numărul anual de grade-zile, 2014.
- [15] V. Iordache, C. Teodosiu, R. Teodosiu and T. Catalina, "Permeability measurements of a passive house during two construction stages," *Energy Procedia*, vol. 85, pp. 279-287, 2016.
- [16] C107 - Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor, 2010.
- [17] MC 001: Metodologie de calcul a performanței energetice a clădirilor, 2006.
- [18] A. Litvak, M. Fournier and F. Carrie, "Envelope and ductwork air tightness data in France: field practice, regulatory approach, energy implications and progress needed. in," in *Proceedings of the first Blower Door European Symposium*, , Fulda, 23, 24 June 2006.
- [19] V. Iordache and T. Catalina, "Acoustic approach for building air permeability estimation," *Building and Environment*, pp. 18-27, 2012.
- [20] INCERC, GT-032-01 - Ghid privind proceduri de efectuare a măsurilor necesare expertizării termoenergetice a construcțiilor și instalațiilor aferente, Bucureșt, 2001.

Media orară de strălucire a soarelui în Timișoara și energia electrică produsă de panourile fotovoltaice

The hourly average of sunshine in Timisoara and electricity produced by photovoltaic panels

Ștefan PAVEL⁽¹⁾, Ioan Silviu DOBOȘI⁽²⁾, Daniel STAN⁽³⁾, Gabriel FISCHER-SZAVA⁽⁴⁾

⁽¹⁾Universitatea Politehnica Timișoara - ICER, Romania, e-mail: pavelstefanel@gmail.com

⁽³⁾S.C. Dosetimpex SRL Timișoara, Romania

⁽²⁾ Universitatea Politehnica Timișoara - Departamentul IMF, Romania

⁽⁴⁾ Inspectoratul de Stat București, Romania

Rezumat:

O evaluare obiectivă și corectă a eficienței unui sistem pentru producerea energiei electrice cu panouri fotovoltaice poate fi realizată printr-o monitorizare permanentă a parametrilor electrici pe o durată mai lungă de timp (ex.: 1 an) și corelarea rezultatelor cu distribuția solară a zonei geografice, intensitatea și numărul de ore de strălucire a soarelui pe cer, condițiile atmosferice specifice dar și luând în considerare elemente de calcul tehnico-economic. Conform studiului prezentat în lucrare, o instalație cu panouri fotovoltaice în Timișoara, cu putere instalată de 50kW poate produce energie electrică estimată la 55629 kWh/an, care acoperă în mare parte consumul unei locuințe etalon, estimat la 85091 kWh/a).

Cuvinte cheie: energie electrică, panouri fotovoltaice, intensitate radiație solară, eficiență

Abstract: *An objective and more accurate assessment for the efficiency of a photovoltaic electric system can be achieved through continuous monitoring of electrical parameters for a long period of time (1 year) and correlating the results with the local weather conditions related to the sun: geographic solar distribution, intensity and number of hours of sunshine on the sky, other random weather conditions and, finally, taking into account all the technical-economic details specific for the domain. According to the study presented in the paper, an domestic photovoltaic system in Timisoara, with 50 kW instaled power, can produce a considerable amount of energy (55.629 kWh/year) that can cover largely the consumption of a standard housing, estimated at 85.091 kWh/year.*

Keywords: electricity, photovoltaics panels, solar radiation intensity, efficiency

1. Introducere

De-a lungul istoriei omul a fost permanent preocupat pentru exploatarea resurselor disponibile pentru activități casnice și asigurarea traiului zilnic. Energia solară s-a dovedit a fi utilă nu numai pentru agricultură, prepararea alimentelor și încălzirea habitatului ci și pentru alte aplicații mai puțin convenționale. Legenda spune că, în secolul III î.H., Arhimede a apărut cetatea Siracusa din Sicilia cu ajutorul oglinzilor folosind razele solare la incendierea navelor flotei asediatoare a romanilor iar dovezi arheologice arată că egiptenii antici din Alexandria foloseau pomparea apei cu energia solară. În epoca modernă, descoperirea efectului fotoelectric a lansat ideea folosirii energiei solare pentru producere de energie electrică. Cercetările în domeniul generării energiei electrice cu panouri fotovoltaice a cunoscut un avânt spectaculos în anii 1950-1970 îndeosebi sub imboldul concurenței între blocurile militare în domenii de varf: industrie spațială, aeronautică, marină. Mai târziu, japonezii și americanii au dezvoltat tehnologii de fabricație de serie, pentru uz civil, a panourilor fotovoltaice, [1], iar în 1975 Robert E. Lucier a înregistrat invenția unui turn solar generator de energie electrică, [2]. Soluțiile tehnice în acest domeniu sunt tot mai performante, cu randamente de transformare tot mai bune, la prețuri cu trend descrescător.

2. Legislația națională pentru energia din surse regenerabile

Legislația românească [3] a fost adaptată normelor și impunerilor europene în domeniu în scopul încurajării inițiativei și a sprijinirii investiției pentru producerea energiei din surse regenerabile respectiv: solară, eoliană, biomasă, microhidrocentrale, geotermică.

- HG nr.1535/2004, Strategia de valorificare a resurselor regenerabile;
- Legea 134/2012, pentru stabilirea sistemului de promovare a producerii energiei electrice din surse regenerabile de energie;
- OG 22 /2008, privind eficiența energetică și promovarea utilizării la consumatorii finali a surselor regenerabile de energie MO nr. 628/ 29 aug 2008;
- HG 750/2008, pentru aprobarea Schemei de ajutor de stat regional privind valorificarea resurselor regenerabile de energie;
- Ord. 28/2010, pentru aprobarea Avizelor tehnice de racordare;
- Ord. 04/2012, privind actualizarea valorilor limită de tranzacționare a certificatelor verzi și a contravalorii unui certificat verde neachiziționat, aplicabile pentru anul 2012;
- Ord. 05/2012, privind stabilirea cotei obligatorii de achiziție de certificate verzi, aferentă anului 2011;
- Ord. 37/2012, pentru modificarea și completarea Regulamentului de acreditare a producătorilor de energie electrică din surse regenerabile de energiei pentru aplicarea sistemului de promovare prin certificate verzi.

3. Date geografice și poziția soarelui pe cer în Timișoara

Din punct de vedere al localizării pe glob, [4] Timișoara se află pe următoarele coordonate: 45°44'58"Nord, 21°13'38"Est cu un climat temperat continental moderat și marcat de diversitate, neregulată din punct de vedere atmosferic, și amplasat la o altitudine medie de 90 de metri față de nivelul mării, cu un număr total de ore însorite pe an de 2127.7, [5]:

Tabel 1

Numărul de ore însorite pe an în Timișoara

Luna	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>IV</i>	<i>VII</i>	<i>VIII</i>	<i>IX</i>	<i>X</i>	<i>XI</i>	<i>XII</i>
Ore	72.1	92.2	155.4	184.4	242.4	262.3	300.6	280.2	217.5	177.3	86.4	56.9
Med. orară 11.30- 12.30	0.36	0.4	0.57	0.57	0.68	0.68	0.75	0.77	0.71	0.65	0.39	0.37
T ⁰ C medie	-1.5	0.6	5.7	11.1	16.3	19.6	21.5	20.9	16.8	11.2	5.7	1.2
Precipitații atmosferice	39.1	37.5	36.5	48.2	63.4	81	58.3	51.5	43.9	49.7	48.7	49.4

Conform elementelor din Tabel 1, pentru o perioadă din an de cinci luni constatăm că, în zona de vest țării, Timișoara beneficiază de 200 până la 300 ore cu soare /luna, situație care încurajează inițiative și argumentează oportunitatea de investiții în producerea de energie electrică cu instalații de panouri fotovoltaice. Pe lângă numărul de ore cu soare estimat pentru Timișoara și celelalte elemente ambientale: media orară între orele 11.30-12.30, temperatura medie și precipitațiile atmosferice, sunt luate în calcul, Figura 1.

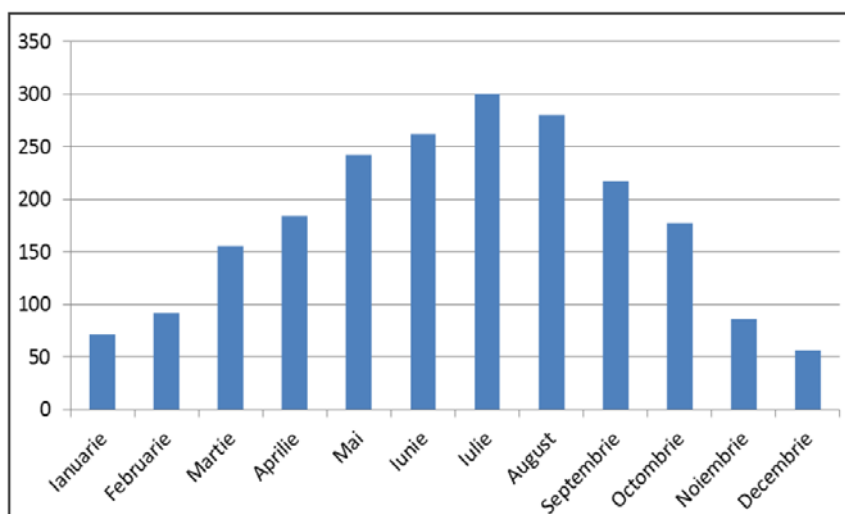


Fig. 1. Numărul de ore cu soare pe cer în Timișoara

După o creștere treptată a numărului de ore cu soare, începând cu luna ianuarie și cu apogeu în luna iulie, energia solară disponibilă descrește timp de 5 luni până în luna decembrie. Cumulat, numărul de ore cu soare pe cer în zona orașului Timișoara este cuprins de 1309.4 ore în lunile ianuarie-iulie, și de 818.3 pentru perioada august-decembrie, rezultând relevanța perioadei de ascendență la echinocțiul de primăvară și solstițiul de vară.

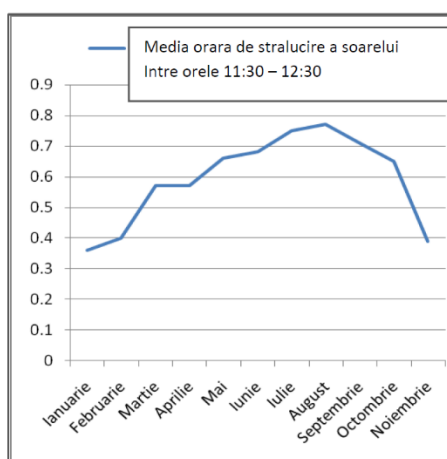


Fig.2. Media orară de strălucire a Soarelui în Timișoara

Lunile iunie, iulie, august și septembrie sunt cele care oferă coeficientul cel mai mare de strălucire al soarelui pe cer, cu o medie de 0,7 între orele 11.30-12.30, astfel că și energia electrică produsă de panourile fotovoltaice în această perioadă se poate ridica la aproximativ 27724 kWh cu P_i de 50kW.

Din punct de vedere al energiei solare distribuite pe suprafața României [6], Timișoara se încadrează între 1358.9-1389.6 kWh/m²/an.

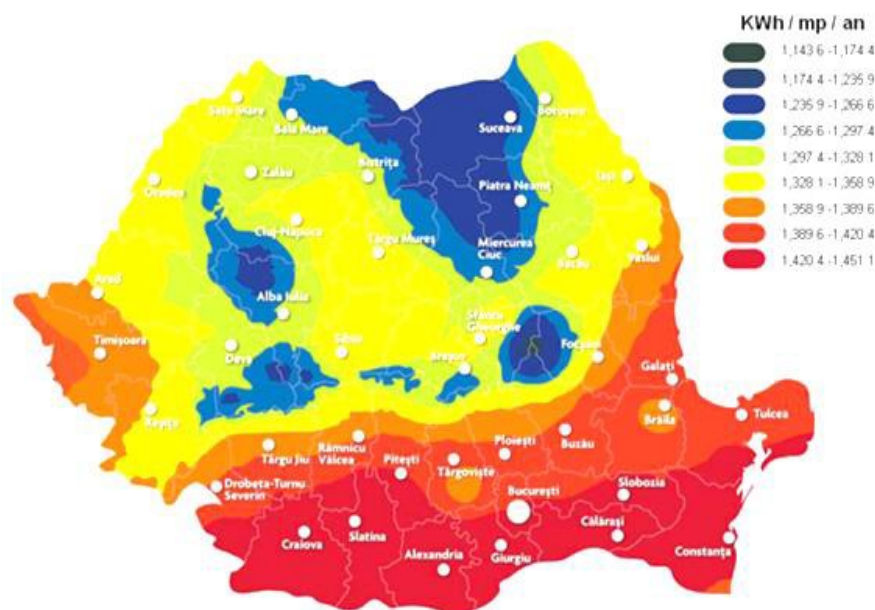


Fig. 3. Harta României cu distribuția energiei solare

Media orară de strălucire a soarelui în Timișoara și energia electrică produsă de panourile fotovoltaice

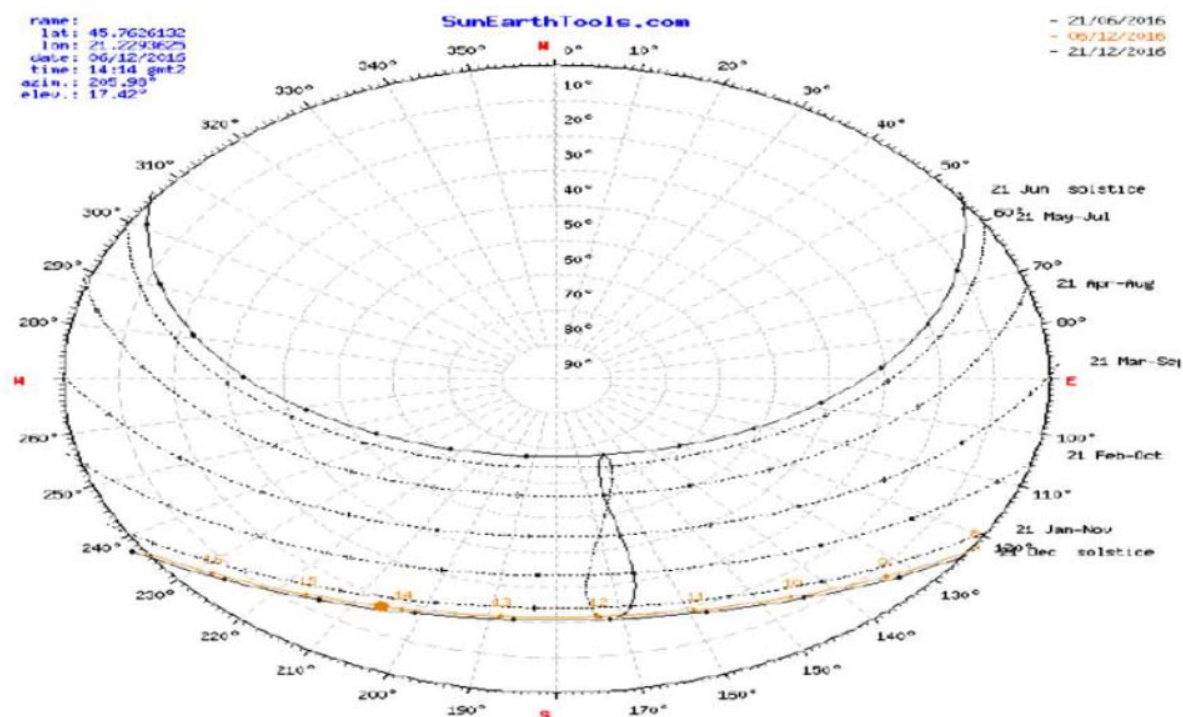


Fig. 4. Diagrama de poziție a Soarelui pe cer pentru Timișoara, zona Musicescu- Cehov, în data de 06.12.2016 la ora 14 [7]

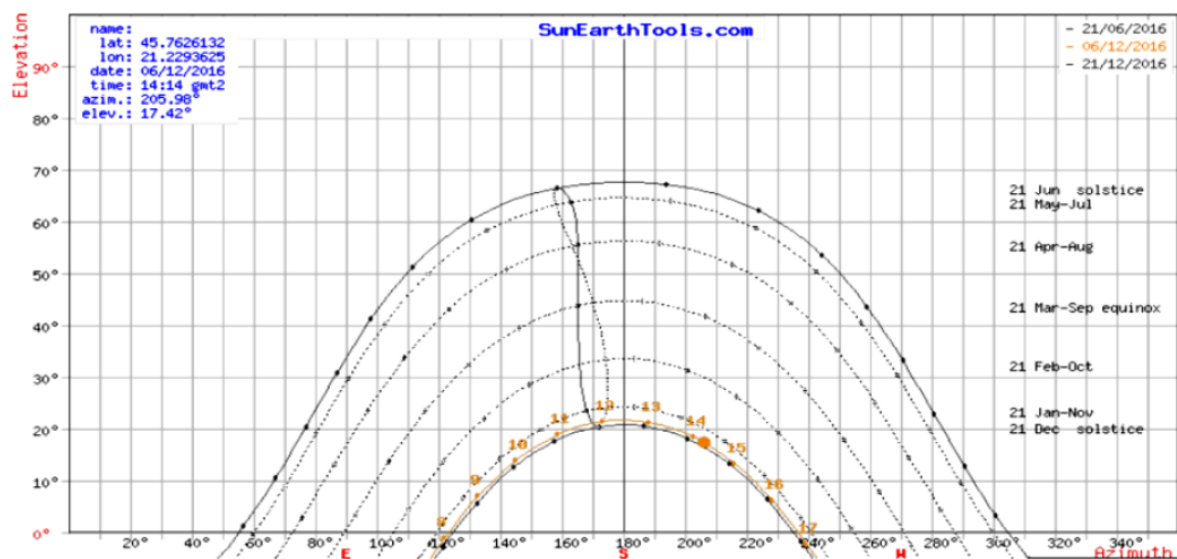


Fig. 5 Elevația Soarelui pe cer în Timișoara, zona Musicescu- Cehov, data de 06.12.2016 la ora 14 [7]

A diagram of a hemispherical dome with concentric circles representing different levels. The dome is labeled 'S' at the top. The levels are labeled from top to bottom: ORA 12, 21.VI, 21.IV, 21.III, 21.IX, 21.II, and 20/21.XII. The dome is also labeled with 'NE' on the left and 'NV' on the right. The levels are labeled with 'ORA 8', 'ORA 10', 'ORA 14', and 'ORA 16' on the right side.

A diagram showing a vertical axis with a horizontal line at the bottom. The axis is labeled with angles: 0° at the bottom, 30° , 45° , 75° , and 90° at the top. The axis is represented by a vertical line with a horizontal line at the bottom. The angles are marked with arcs and labels.

210

Tabel. 2

Elevația soarelui în funcție de azimut și unghiul de montaj al panourilor fotovoltaice

Perioada din an	Elevația Soarelui pe cer în Timișoara	Unghiul de montaj recomandat al panoului fotovoltaic
21 ianuarie	20°-22°	70°
21 februarie	30°-33°	60°
21 martie <i>echinocțiu de primăvară</i>	40°-45°	50°
21 aprilie	50°-55°	40°
21 mai	60°-68°	30°
21 iunie <i>solstițiu de vară</i>	60°-68°	30°
21 iulie	60°-68°	30°
21 august	50°-55°	40°
21 septembrie <i>echinocțiu de toamnă</i>	40°-45°	50°
21 octombrie	30°-33°	60°
21 noiembrie	20°-22°	70°
21 decembrie <i>solstițiu de iarnă</i>	20°-22°	70°

Utilizarea unui dispozitiv (robot) automat de reglare al panourilor fotovoltaice în funcție de poziția Soarelui pe cer ar putea asigura o conversie mai mare a energie solare în energie electrică. Prețul de cost al acestor dotări este în prezent relativ ridicat, situație care conduce la concluzia că, în contextul tehnologic și de piață actual, ar fi de preferat instalațiile fixe ale panourilor fotovoltaice. Pe piață sunt oferite, ca produse de serie, variante de panouri fotovoltaice mai eficiente din punct de vedere al conversiei energiei solare în energie electrică, cu captator conic și/sau rotative.

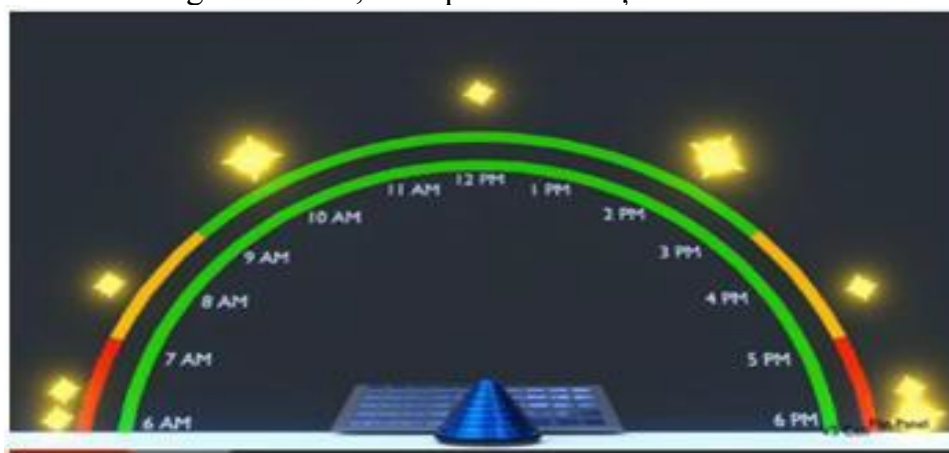


Fig.9. Eficiența producției de energie electrică dintre un panou fotovoltaic plan și unul conic-rotativ în funcție de elevația Soarelui pe cer [8]

4. Rețea de panouri fotovoltaice. Studiu de caz

Un sistem fotovoltaic pentru producerea de energie electrică furnizează curent continuu (c.c.), care apoi este transformată în curent alternativ (c.a.), de către un invertor. După acest proces, energia electrică este injectată în instalația electrică interioară aferentă construcției, printr-un tablou electric de distribuție.

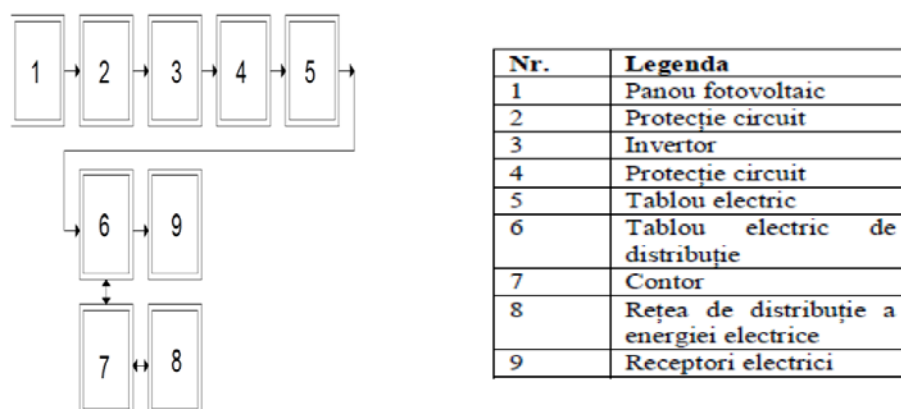


Fig.10. Schema de configurare a unui sistemului fotovoltaic furnizor de energie electrică

Ansamblul panourilor fotovoltaice (1) sunt producătoare de energie electrică și sunt conectate la invertorul (3) protejat de o protecție (2). Invertorul (3) realizează conversia energiei electrice de curent continuu, generată de panourile fotovoltaice (1), în energie electrică de curent alternativ.

Tabloul electric (5) conține mai multe elemente de protecție (4) la supratensiune atmosferică și de rețea, aparat de monitorizare a producției de energie electrică și transmitere opțională a datelor (parametrilor electrici) prin conectare la calculator. Tabloul electric (5) este conectat în amonte de tabloul electric de distribuție (6) destinat receptorilor electrici. Distribuitorul de energie electrică (8) asigură alimentarea cu energie electrică monitorizată prin contorul (7) și conectat la tabloul electric de distribuție (6), destinat receptorilor electrici (9). Alegerea modelului de invertor (3) este necesar a satisface cerința de tensiune între tensiunea de intrare în invertor și tensiunea maximă generată de sistemul fotovoltaic. Dimensionare prealabilă a instalației panourilor fotovoltaice trebuie să ia în considerare:

- Stabilirea puterii instalate necesare;
- Tipul panourilor fotovoltaice;
- numărului de panouri necesar asigurării de necesarului de putere;

Tabel. 3

Dimensionare instalației panourilor fotovoltaice

Formula	Legenda
$N_p = \frac{P_i}{P_p}$	N _p -Număr de panouri fotovoltaice; P _i -Puterea instalată, [kWh]; P _p -Puterea unui panou fotovoltaic, [W].
$ST = S_p \cdot NT_p$	ST-suprafața totală, [m ²]; S _p - Suprafața unui panou fotovoltaic, [m ²]; NT _p - Numărul total de panouri.
$N_{sir} = \frac{N_p}{S_{ir}}$	N _{sir} - Număr de șiruri; N _p -numărul de panouri.

Media orară de strălucire a soarelui în Timișoara și energia electrică produsă de panourile fotovoltaice

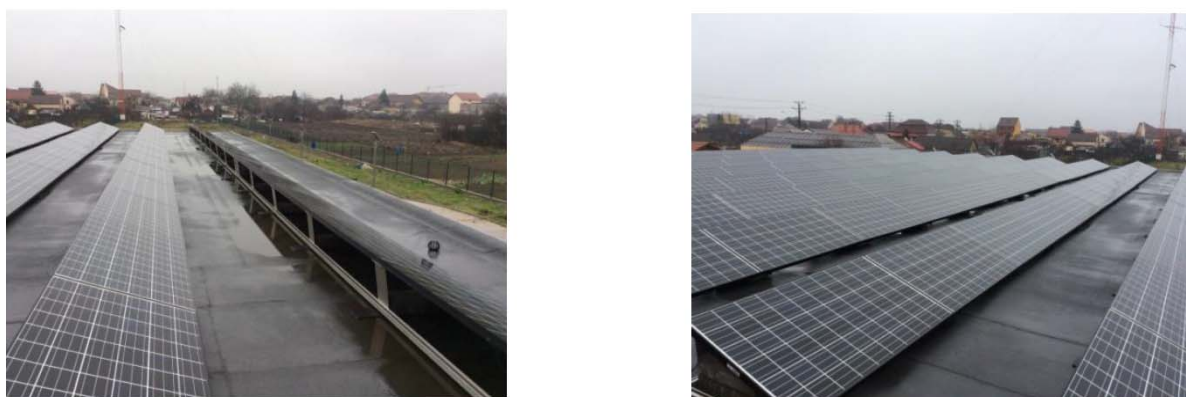


Fig.11 Șiruri de panouri fotovoltaice montate pe acoperiș și orientate spre Sud în Timișoara

Banca Europeană de Investiții prin Comisia Europeană, finanțează proiectele destinate obținerii de eficiență energetică și energii regenerabile pentru clădirile din mediul urban.

Pentru o instalație de panouri fotovoltaice cu P_i de 50kW pentru Timișoara, au fost estimate următoarele cheltuieli:

Tabel 4.

Deviz de materiale și manoperă propus, aferent execuției instalației panourilor fotovoltaice

MATERIALE				
Denumire material	UM	Cantitate	Preț (lei)	Valoare (lei)
Panouri fotovoltaice	Buc.	200	1800	360000
Structura de susținere	Buc.	4	12400	49600
Cabluri solari și conector	ml	700	15	10500
Invertor	Buc.	4	5800	23200
Tablou electric echipat	Buc.	1	2790	2790
Total materiale			446090	
Cheltuieli de transport 2.5%			11152.25	
MANOPERĂ				
Manoperă		Necesar ore	Tarif orar	Valoare
		169	50	8450
Total manoperă				8450
Taxe referitoare la manoperă		30%		2535
PREȚ DE PRODUCȚIE				
Total material și manoperă				468227.25
Cheltuieli indirecte		10%	46822.725	515049.975
Profit		10%		51504.998
PREȚ DE VÂNZARE				
Prețul de producție				566554.972
TVA		24%		135973.193
TOTAL				702528

Tabel 5

Energia electrică produsă de instalația panourilor fotovoltaice PFV

Luna	Energ. El consumată [kWh]	Nr. ore (estimat) cu soare Timișoara	Energia electrică produsă de PFV[kWh]
ianuarie 2016	7838 kWh	72.1	1884.69
februarie 2016	7667 kWh	92.2	2410.10
martie 2016	6816 kWh	155.4	4062.15
aprilie 2016	7358 kWh	184.4	4820.21
mai 2016	7214 kWh	242.4	6336.33
iunie 2016	5803 kWh	262.3	6856.52
Luna	Energ. El consumată [kWh]	Nr. ore (estimat) cu soare Timișoara	Energia electrică produsă de PFV[kWh]
iulie 2016	7990 kWh	300.6	7857.68
august 2016	7418 kWh	280.2	7324.42
septembrie 2016	4509 kWh	217.5	5685.45
octombrie 2016	7224 kW	177.3	4634.62
noiembrie 2016	7354kW	86.4	2258.49
decembrie 2016	7900kW	56.9	1487.36
		TOTAL 2127.7 ore	
Energia electrică consumată în clădire în 2016 85091 kWh			
Energie electrică produsă de instalația panourilor fotovoltaice în 2016 55629 kWh			
Energia electrică calculată (teoretic) pe ore cu soare pe cer în Timișoara 55618.02 kWh			
Diferența între energia electrică produsă de instalația panourilor fotovoltaice și energia electrică calculată teoretic în funcție de nr.(estimat) de ore cu soare pe cer în Timișoara			10.98kWh
Energia electrică achitată distribuitorului de energie electrică ENEL în 2016			29462 kWh

Media orară de strălucire a soarelui în Timișoara și energia electrică produsă de panourile fotovoltaice

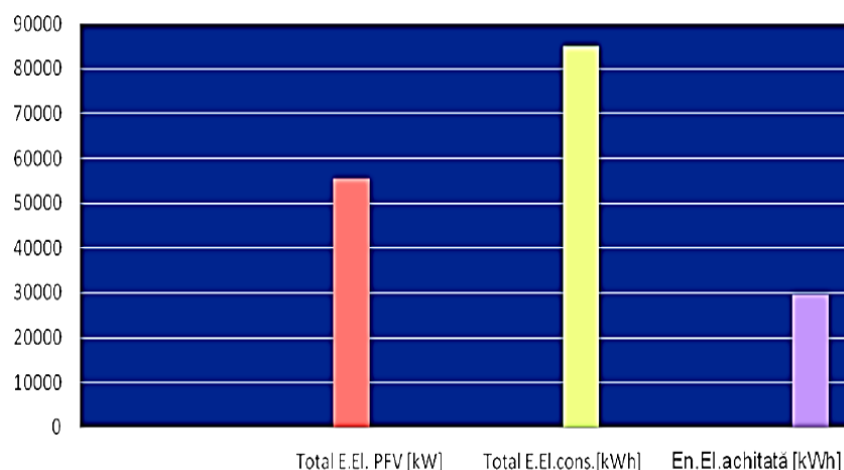


Fig. 12 Raportul dintre energia electrică consumată în clădire, produsă de instalația cu panouri fotovoltaice Pi 50kW, și energia electrică achitată distribuitorului de energie *ENEL*

Rezultatele prezentate în lucrare reprezintă sinteza datelor obținute în cursul monitorizării, pe parcursul anului 2016, a parametrilor electrici ai unui sistem generator de curent electric cu panouri fotovoltaice, cu Pi de 50kW, instalat pe o clădire din Timișoara, și demonstrează eficiența energetică a unui astfel de sistem alternativ.

5. Concluzii

1. O eficiență de 71% la raportul de energie electrică produsă de instalația cu panouri fotovoltaice, de 55629 kWh cu Pi de 50kW și consumul de energie electrică pe an estimat la 85981 kWh la o construcție, pentru Timișoara în anul 2016 demonstrează eficiența aplicării acestui tip generare a energiei pentru consum casnic;

2. Costurile de achiziție și instalare sunt relativ ridicate și prohibitive în contextul tehnologic și economic actual dar suportul financiar oferit de finanțări din fonduri europene (parțial sau total nerambursabile) ar putea constitui un imbold pentru o astfel de inițiativă;

3. Producătorul de energie din surse regenerabile primește gratuit certificate verzi, care pot fi vândute ulterior pe piața specializată [9].

Bibliografie

- [1] https://ro.wikipedia.org/wiki/Energie_regenerabil%C4%83;
- [2] <http://www.stecasolar.ro/energie-solara/Energie-solara-termica-:-Istoric--a714.html>;
- [3] <http://e-panouri.eu/energie-verde-legislatie> // ANRE;
- [4] <http://www.primariatm.ro/timisoara/index.php?menuId=2&viewCat=44&viewItem=286>
- [5] [https://ro.wikipedia.org/wiki/Timi%C8%99oara#Clim.C4.83_Geografie, meteorologie și mediu înconjurător](https://ro.wikipedia.org/wiki/Timi%C8%99oara#Clim.C4.83_Geografie,_meteorologie_%C3%A7i_meniu), ANUAR STATISTIC AL ROMÂNIEI pg.19;
- [6] <http://www.panourisolareconstanta.ro/harta-radiatia-solara-in-romania>;
- [7] <http://www.sunearthtools.com/>;
- [8] http://www.stiri-economice.ro/Energia-solara_viitor.html;
- [9] adev.ro/oa55zw;

Multiple-criteria decision analysis as a method of ventilation system selection in individual residential houses

Analiză de decizie multicriterială ca metodă de selecție a sistemelor de ventilare pentru case de locuit individuale

Mag. Pîcălău Evgheni, Conf. univ. dr. Vera Guțul

Universitatea Tehnică a Moldovei, Republica Moldova

Abstract:

The paper provides a comparison of different ventilation systems used in individual residential houses using multiple-criteria decision analysis as a method. The main result is a quantitative assessment of all the systems according to the end-users evaluation criteria and the development of a practical tool for consumers for a quick selection of an optimal ventilation system in individual residential houses according to their unique set of evaluation criteria and priorities.

Keywords: *ventilation system in private houses, multi-criteria analysis, evaluation criteria*

Rezumat:

Lucrarea prezintă o comparație a diferitelor sisteme de ventilare utilizate în case particulare, folosind metoda de analiză multicriterială. Rezultatul principal al lucrării constă în evaluarea cantitativă a tuturor sistemelor de ventilare în conformitate cu criteriile de evaluare ale utilizatorilor și crearea unui instrument practic pentru consumatori pentru o selecție rapidă a sistemului de ventilare optim în case individuale în conformitate cu setul lor de criterii și priorități.

Cuvinte cheie: *sistem de ventilare în case particulare, analiza multi-criterială, criterii de evaluare*

Generally, the analysis of modern ventilation systems is performed on the basis of public or residential multi-storey buildings. Individual residential buildings in most cases are either ignored or considered only from a theoretical point of view and mainly in the context of conceptual ideas of the future. However, according to official statistics, the construction of single-family houses is an equal sector of housing construction along with apartment buildings and requires more attention from the community of scientists and engineers. In particular, there is a need of practical recommendations for choosing the ventilation system type according to market opportunities and trends. Therefore, the aim of this paper is to analyze one of the methods for comparing the types of ventilation systems used in individual houses, taking into account the set of evaluation criteria and their priorities for end users, which determine the needs and trends of the market.

At the stage of the technical assignment consideration, the designer, together

with the customer, has to solve one of the most important tasks - to choose the type of the ventilation system for the designed house. When choosing the system type, it is necessary to take into account not only the parameters of the house and the characteristics of a particular system, but it is also extremely important to rely on a unique set of evaluation criteria of each customer. The multi-criterial analysis method allows solving this task and provides an opportunity to take into account the evaluation criteria when comparing ventilation systems by various parameters.

Multiple-criteria decision analysis (MCDA) or multiple-criteria decision-making (MCDM) is a method of analysis of a series of criteria that influence decision-making. It is most applicable in cases where the goal is choosing one of a variety of alternatives. It allows focusing on the main questions and tasks. It is a logical, consistent and relatively simple tool [1, 2]. To solve the problem of choosing the optimal ventilation system for a detached house, a structural diagram was made up (Fig. 1). It specifies the aim, criteria, sub-criteria and alternative solutions. [3] As criteria for analysis were chosen: K1 - cost; K2 - energy efficiency; K3 - reliability; K4 - indoor climate quality; K5 - noise level; K6 - aesthetics; K7 - flexibility.

The first step of the MCDA is to determine the degree of influence of the selected criteria. To this end, a consumer survey was conducted. A total number of 62 respondents took part in the survey. The survey was carried out at the stage of the technical assignment consideration, after preliminary presentation of the existing systems and their capabilities. The main point of the survey was the request to place all the proposed criteria in the order of their priority for the respondent. The next step was the distribution of points according to the set priorities. Since seven criteria were chosen, the criteria with the highest priority got 7 points and criteria with the lowest priority - 1 point. The final step in the processing of survey data was the calculation of the degree of influence ("weight") of each criterion, which was determined by the formula:

$$m_i = \frac{k_i}{\sum_{j=1}^7 k_j}, \quad (1)$$

where: m_i – weight of the criterion with index “i”;

k_i – average priority rating of the criterion with the index “i”.

The calculation results are shown in Fig. 2.



Figure 1. MCDA structural diagram

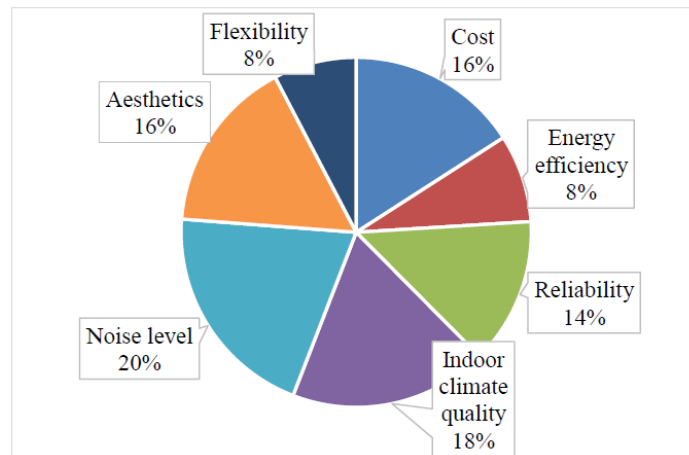


Figure 2. The degree of influence of criteria

The second step of the MCDA is to quantify all alternative solutions. For this purpose, eight projects with different types of ventilation systems were considered. As an example, the paper presents the results of rating calculating for the "cost" and "energy efficiency" criteria.

The evaluation of ventilation systems by the "cost" criterion. In order to compare the systems by cost, the estimated cost for each project was calculated. Since all projects differ in area, architecture, and the technical requirements for ventilation systems, the defining criterion rating was calculated as a relationship of the cost and system performance, which allows comparing the cost of systems in terms of an equal airflow and reflects the difference more accurately. The relationship of the cost and system performance for various ventilation system types is shown in Fig.3.

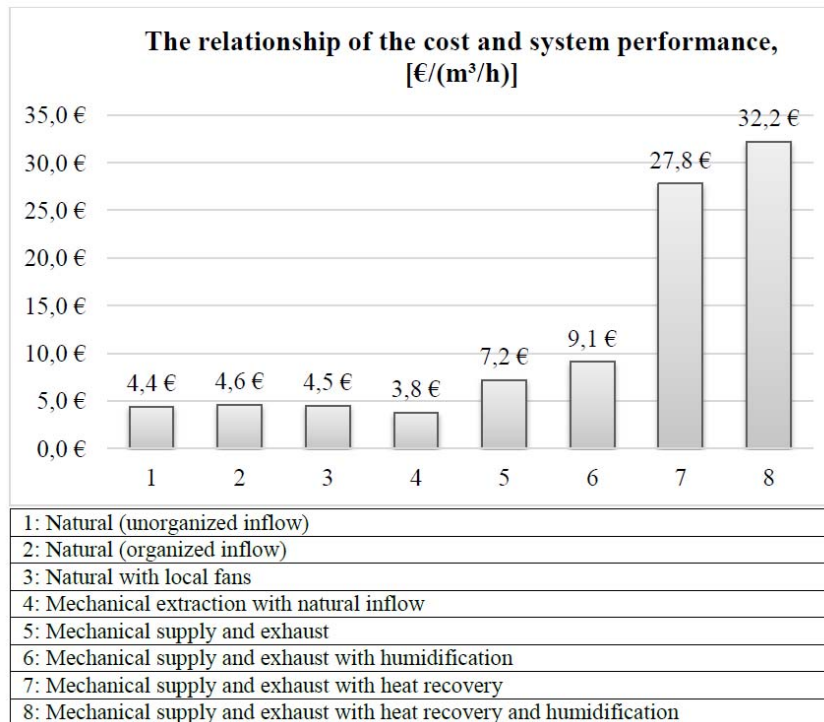


Figure 3. The relationship of the cost and system performance for various ventilation system types

The evaluation of ventilation systems by the "energy efficiency" criterion. The energy efficiency of a ventilation system includes two components: the consumption of thermal energy and the consumption of electric energy. In order to compare the systems by energy efficiency, the calculation of the heat and power consumption for each project was made. The average daily values of the outside air temperature for the corresponding region were used (according to the statistical data for 2015 [4]). The calculation of electric energy consumption was made on the basis of consumption data of the main ventilation equipment for each system, taking into account the duration of its use. Then the relationship of the energy consumption and system performance was calculated. The relationship of the annual energy consumption and system performance for various ventilation system types is shown in Fig.4.

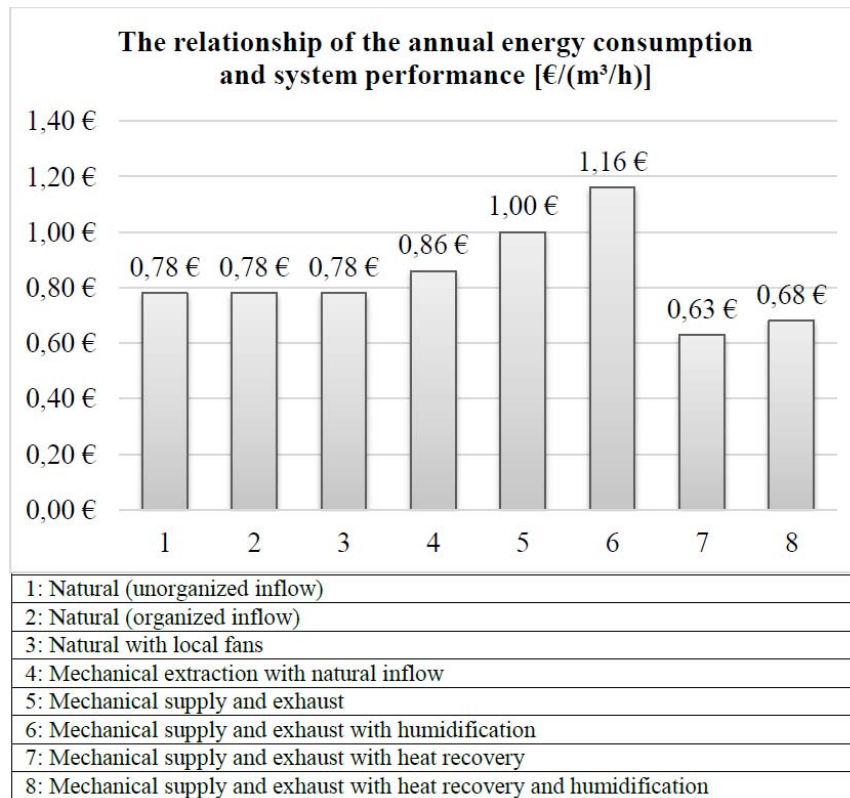


Figure 4. The relationship of the annual energy consumption and system performance for various ventilation system types

A similar approach was used to evaluate ventilation systems by the rest of criteria, and as a result, each alternative solution was quantified.

The calculation of the final rating was made for each ventilation system according to the formula:

$$r_t = \sum_{i=1}^7 k_i \cdot r_i, \quad (2)$$

where: r_t – final system rating according to all criteria;
 k_i – degree of influence of the criterion with the index “i”;
 r_i – system evaluation by criterion with index “i”.

The results of the final rating calculation depending on the criteria degree of influence for the analyzed projects are presented in Table 1.

Table 1

Results of the final rating calculation

Criteria	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	FINAL RATING
Degrees of influence	0,16	0,08	0,14	0,18	0,20	0,16	0,08	
VENTILATION SYSTEMS								
Natural (unorganized inflow)	86%	81%	20%	36%	100%	100 %	20%	68%
Natural (organized inflow)	83%	81%	45%	57%	100%	80%	60%	74%
Natural with local fans	84%	81%	51%	51%	80%	80%	60%	70%
Mechanical extraction with natural inflow	100 %	73%	100%	65%	80%	60%	60%	78%
Mechanical supply and exhaust	53%	63%	100%	91%	60%	40%	100%	70%
Mechanical supply and exhaust with humidification	42%	54%	99%	100%	60%	40%	100%	69%
Mechanical supply and exhaust with heat recovery	14%	100%	99%	92%	60%	20%	100%	64%
Mechanical supply and exhaust with heat recovery and humidification	12%	93%	98%	99%	60%	20%	100%	64%

As a result of the analysis of the criteria degree of influence and the quantitative assessment of all systems, the hybrid system (mechanical extraction with natural air inflow) was determined as the most optimal one. It should be emphasized that these results are based on the mean values of the survey results, and there is a unique optimal solution for each particular case.

Thus, a methodology of ventilation system valuation depending on the input values of the criteria degrees of influence was developed. This methodology can be considered as a practical tool for the selection of an optimal ventilation system, using various degrees of influence of criteria as initial data.

For more clarity, an example that is very often encountered in practice is considered below. This example represents a different distribution of the criteria degree of influence. Changing the "weight" of the criteria for considered case, already other results are obtained (Table 2).

Table 2

Rating calculation for the considered case

Criteria	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	FINAL RATING
Degrees of influence	0,30	0,10	0,00	0,15	0,20	0,15	0,10	
VENTILATION SYSTEMS								
Natural (unorganized inflow)	86%	81%	20%	36%	100%	100%	20%	76%
Natural (organized inflow)	83%	81%	45%	57%	100%	80%	60%	79%
Natural with local fans	84%	81%	51%	51%	80%	80%	60%	75%
Mechanical extraction with natural inflow	100%	73%	100%	65%	80%	60%	60%	78%
Mechanical supply and exhaust	53%	63%	100%	91%	60%	40%	100%	64%
Mechanical supply and exhaust with humidification	42%	54%	99%	100%	60%	40%	100%	61%
Mechanical supply and exhaust with heat recovery	14%	100%	99%	92%	60%	20%	100%	53%
Mechanical supply and exhaust with heat recovery and humidification	12%	93%	98%	99%	60%	20%	100%	53%

As can be seen in Table 2, the optimal system for the considered case is natural exhaust ventilation with an organized inflow. This example demonstrates the proposed method and the developed tool for the selection of an optimal ventilation system in a single-family house.

Conclusion: using the MCDA method as a method of comparison of different ventilation systems, it is possible to determine the most optimal ventilation system for

most consumers or for any particular case, taking into account the set of evaluation criteria and their priority for each consumer.

As recommendations for using the described method and tool, it is important to mention:

1. When assessing the criteria degree of influence it is important to understand what they include and what they specifically mean.
2. When choosing a ventilation system for the end user, it is necessary to determine not only the optimal solution, but also take into account the boundary conditions that may affect the final choice. In most cases, the boundary condition is the final cost, which can "cut off" the most optimal solution because of its high cost threshold. Increased requirements for noise level, aesthetics, etc. can also represent a boundary condition.
3. On the other hand, when the cost constraints are completely absent (the degree of influence of the criterion is zero), this factor can be eliminated, and relatively more expensive solutions can be considered.
4. In order to find the optimal solution more accurately, it is possible to improve the proposed tool by dividing the criteria into sub-criteria and making an assessment taking into account the degree of influence of each sub-criterion separately.

References

1. ISHIZAKA A., NEMERY, P. *Multi-Criteria Decision Analysis. Methods and Software*. Willey, 2013. 299p.
2. Department for communities and local government. *Multi-criteria analysis: a manual*. Eland House, 2009.
3. LITIU, ANDREI. Ventilation system types in some EU countries. REHVA Journal, January 2012, pag. 18-23.
4. Weather archive - Moscow. The average daily temperature.
<http://weatherarchive.ru/Temperature/Moscow/January-2015>. Date of reference: 12.12.2016.

Domestic hot water recirculation within public buildings. Confort and water saving vs. Energy savings

Recircularea apei calde menajere în clădiri publice. Confort și economie de apă vs. Economie de energie

Ing drd. Szilveszter-Zoltan Geyer Ehrenberg

Universitatea Politehnica Timișoara, Romania

Abstract:

We always look to save energy over the heating and cooling of a building, but often the Domestic Hot Water is overlooked, as being considered a minor fact. A good example is, that even EC641/2009 treating the issue of circulating pumps is not considering important the DHW recirculating pumps. The paper is building up a theoretical comparison between a Domestic Hot Water system annual cost on system losses with and without recirculation. A deeper study over Life Cycle Cost analyse and improvement recommendation will be the subject of a more detailed study later. This will include also measured data proving theoretical calculations.

Keywords: Water saving, Comfort, Domestic Hot Water, Energy Saving,

Rezumat:

Întotdeauna încercăm să economisim energie la sistemele de încălzire și răcire a clădirilor, dar adesea subiectul Apei Calde de Consum este tratat superficial. Un exemplu bun este chiar și directiva europeană EC641/2009 care tratează tematica pompelor de circulație fără etanșare mecanică, unde pompele de recirculare Apă Caldă de Consum sunt doar amintite. Prezenta lucrare abordează comparația teoretică a unui sistem de alimentară Apă Caldă de Consum al unui hotel. Comparația este realizată între sistemul cu și fără recirculare. O analiză mai detaliată, incluzând și o analiză detaliată a Cost Ciclu de Viață și set de recomandări va fi subiectul unei lucrări viitoare, bazate inclusiv pe măsurători.

Cuvinte cheie: economie de apă, confort, apa caldă menajera, economie de energie.

1. Introduction

Water is essential for our everyday life. We do use a large amount of water every day consumption, washing, irrigation and all hygienical propose. In average we use over 140-150l of water a day each person, what is a huge amount of daily water use globally, while many parts of the world does not have drinkable water and is a huge challenge to ensure adequate water quality.

According to global organisation statistics, our drinkable water stocks worldwide count only 2% of the total water stocks, so water supply companies invests in technologies of water treatment, disposal of waste from sewage water.

We luckily live in area of the world, where drinkable water supply is not an issue, and also cost of water is not very high, however we must still think responsible about environment and our natural resources, nevertheless think about our costs spent for these.

From a daily average use of individuals, about 50l of water means every day domestic hot water usage. Domestic hot water is a result of heated cold water up to the temperature suitable for use for cleaning and washing. When we talk about Domestic Hot Water, we generally refer to water with temperatures around 38-45°C at the tap, while as reference for sizing we use 45°C or 60°C.

The paper is trying to sum up different criteria of evaluation of cost for Domestic Hot Water recirculation in holistic way.

2. Domestic Hot Water at the Tap.

When we want to use hot water for hand washing or for taking a shower, we expect to get the water immediately as we open the tap, mixing it with cold water if needed. Domestic Hot Water (DHW) temperature at the tap depends on each people, but in general the mixture temperature varies between 38-42°C. Obviously, if the DHW supplied at tap is hotter than this temperature, it will need extra cold water to mix it and cool down to desired temperature.

If we prepare the DHW with local boilers next to the tap, availability of DHW as matter of time is not critical. However, overall Life Cycle Cost (LCC) of these solutions might be high if we have several points to consider.

Which solution is the best it always depends on the entire picture, week-end houses or bathrooms with intermittent use, might be well equipped with local production, however, from efficiency point of view, in cases, where we have to serve various bathrooms, toilets within one building, the centralised DHW production always will be the best solution.

For this reason the following pages will only focus on the Domestic Hot Water Centralised production solution, more exactly, the recirculation of the water.

3. The Centralised DHW Production System.

When we have a centralised system we can cover the production of DHW from one plantroom, and have to deal with a distribution network of the Domestic Hot Water.

What the challenges are in this centralised case?

- We generate the DHW with direct production – instantaneous DHW production or we use a buffer tank to store the hot water? Can we use a mix of these 2 systems?

- What is the peak load of the system?

- If there is no use of water for a certain amount of time, the steady water in the distribution pipe will cool down. When tap is opened, first the cool water will flow and depending on the length of pipes, the hotter water will come later. The longer the pipe is, the more we will have to wait for it.

Focusing on the last point of the list of challenges we have to admit, that waiting long time for hot water is unpleasant, and nevertheless wasting activity, as the

water which flow off the drainage is a clean, most of the time drinkable water, which we will have to pay, first as row water, secondary as water already heated up.

If we ensure a recirculating loop from the last consumer back to the DHW production and storage system, we will be able to ensure correct water temperature at the tap, which results no loss of clean water. With a typical flow of 0.20l/s for one sink tap or shower tap, waiting only one minute for the hot water each time will result 12l of waste of clean water.

However, if we install a recirculating pump to ensure DHW recirculation, we will have to deal with the fact that heat loss through the piping will occur, which might result in waste of energy as well.

For this reason, let's study what the losses might be in each case.

Our subject for evaluation will be a centralised DHW system for a smaller hotel with storage tank. DHW is prepared using gas fired boiler, DHW production temperature is 80/60°C, storage tank is 1000l, with insulated shell with external heat exchanger. Water in tank is stored at 60°C.

The fresh water is heated up by a heat exchanger, that has got 210 kW power with 1.5 l/s flow rate. This can ensure to rebuild Domestic Hot Water stocks within 15-18 minutes.

Each tap in bathrooms is equipped with thermostatic mixing taps, ensuring proper use of temperature mixture for users.

Peak flow is 1.5l/s for hot water, main distribution pipe is copper pipe 42x1.5mm with insulation shell of 9mm thickness, EF type insulation. Return pipe for recirculation we will consider a pipe of 28x1 mm overall pipe length is 200m for main distribution + 200m return pipe. *Figure 1* is showing a typical schematic of the above described system.

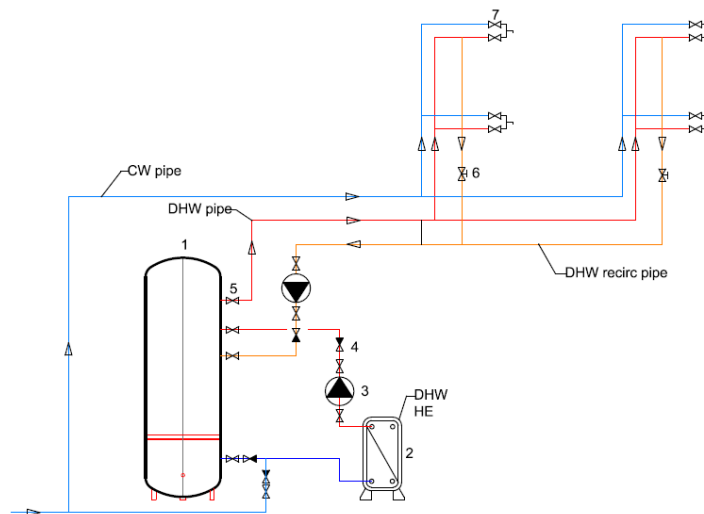


Figure 1 – Domestic Hot Water Distribution scheme with recirculation

1 – Domestic Hot Water Storage tank; 2 – DHW production Heat Exchanger; 3 – Circulating Pump; 4 – Non Return Valve; 5 – Closing Valve; 6 – Balancing Valve; CW Pipe – Cold water pipe from main supply; DHW Pipe – Domestic Hot Water distribution pipe; DHW recirc pipe – Domestic Hot water recirculation Pipe

For defining the heat loss of the distribution pipe we considered to use the Kaimann dimensioning software for insulation types.

According to its calculations for a copper pipe covered by EF type 9mm thickness insulation the heat loss is 20.4W/m for a temperature gradient of 40°C, where water temperature is calculated as 60°C and ambient temperature, where the main pipe is running is 20°C.

The typical water use is calculated according to the VDI 6003.1 shown on *Figure 2*. This load profile is typical load profile for working days, but for simplicity of calculations, taking in consideration that is a hotel, we are going to use the same load profile also for weekends.

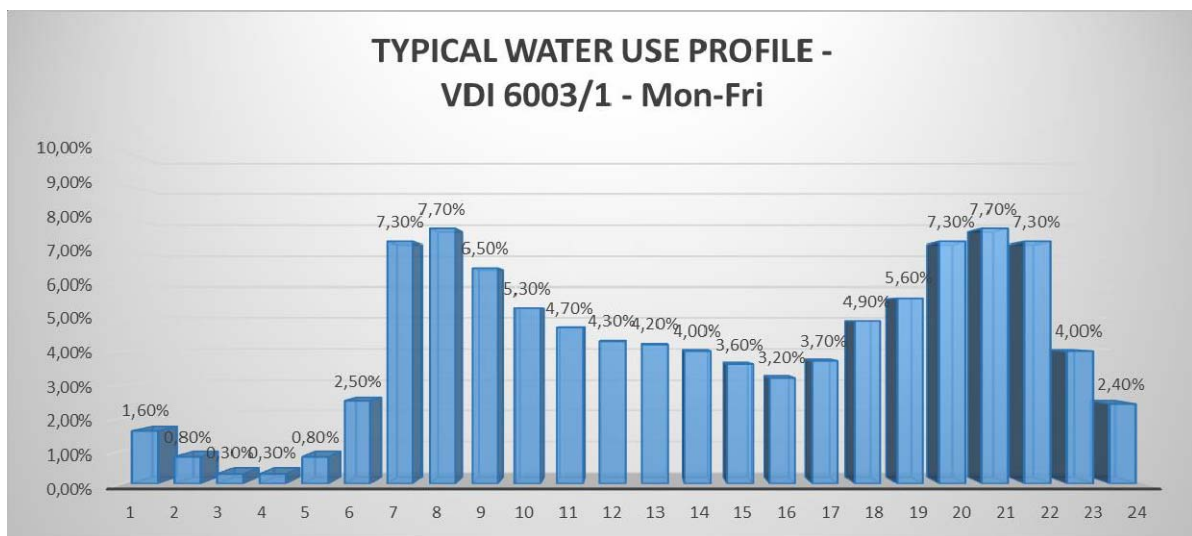


Figure 2 – Water Load Profile – according to VDI 6003/1 – Monday-Friday

Analyzing the DHW Load over the daily time, we can see there is a peak load in the mornings, mainly by hygienic reason, as well as on evening, while during the daytime, water consumption is generated by cleaning and kitchen activities related to restaurant.

If we do a comparison between non recirculating system against the recirculating system, we can see that, during the night time, with a very low use of water, the water in the pipes are going to cool down, which is cooling down by 6K/hour in case of the above described insulation. This means, that in 4 hours of non use of water, temperature can drop below comfortable DHW temperature, while in case of long periods of pipe not used, water will go down to ambient temperature. If by the end of the piping there will be rooms not used for some days, the steady water will facilitate the growth of the Legionella bacteria, which can be harmful for people.

Legionella bacteria is growing in waters with temperature between 20-45°C. To avoid forming of Legionella, water must be kept over 52°C. Any form of Legionella can be destroyed at temperatures over 60°C.

Another argument against non recirculating the DHW is that water cooled down in pipes will need to be drained, which consequently needs to be replaced by fresh

water. This leads by one hand to increased use of heat exchanger.

During recirculation, the Heat exchanger is used only to compensate heat losses over the piping surface, while the fresh water is coming with 10°C, needs to be heated up to 60°C.

Figure 3 is showing the temperature decrease by the time in accordance with the average use of water as well as the evolution of the extra water needed to add by running water until it gets to nominal temperature. It must be considered, that *Figure 3* is showing averages. If we consider that rooms might not be used until late evening, the piping until rooms will cool down in lack of recirculation, what will increase locally the amount of hot water drained until temperature.

In general calculations, on a daily base on the above given scenario almost 400 l of water will be wasted just because hot water is not hot at the tap.

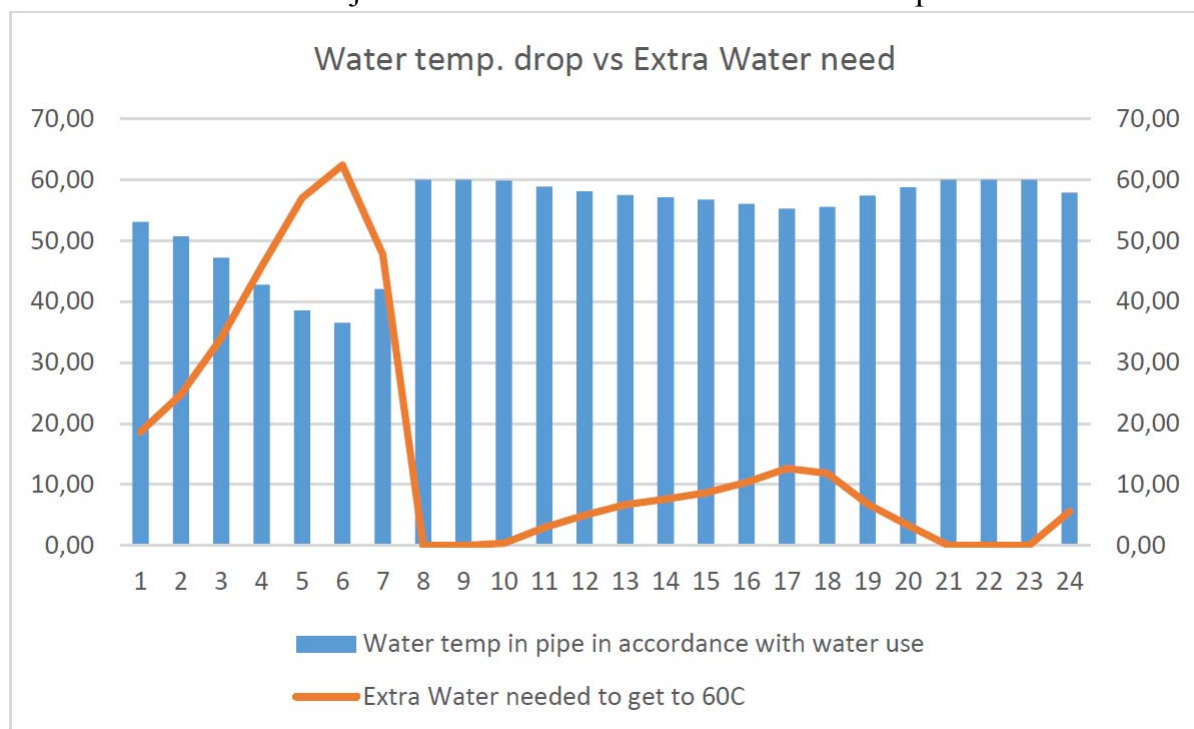


Figure 3 – Average Water temperature drop on steady water in piping vs extra water run over first use.

Table nr.1 is showing the comparison of the two systems by means of energy demand and costs.

It can be clearly seen, that there is a big difference on the overall energy consumption from the two systems. As long as we might consider that longer routing (including return pipe) will increase radiant heat loss surfaces, which is true, however, we shouldn't overlook the fact, that for longer time of inactivity in some areas will increase the volume flow of water which has to be drained until desired temperature starts running. As this water is used as not proper temperature "hot water", system must replace this amount with fresh water. This fresh water will be heated up with higher energy demand than compensating losses over pipes.

A very important fact to be considered in case of the hotel is the customer

satisfaction, where 100l of water to drain results about more than 8 minutes of waiting to take a shower.

This will make customers unhappy, while significant amount of drinkable water and energy is wasted.

Table 1

Comparison of DHW system costs with and without recirculation

		No recirculation	W. Recirculation
Energy Demand			
For wasted water to heat up from 10 to	[kWh]	315,00	0,00
Heat losses on recirculation	[kWh]	0,00	193,92
Circulatin pump consumption	[kWh]		0,96
Extra Water losses	[m3/day]	0,37	
Sum of Energy & Resource need			
Annual Heat loss from DHW Distrib.	[kWh]	114975,00	70780,80
Gas boiler efficiency	[%]	97,00	97,00
Total energy need	[kWh]	118530,93	72969,90
Annual En. Consumption pump	[kWh]	0,00	350,40
Annual Water losses	[m3]	135,88	0,00
Rates			
Natural gas	EUR/MWh	24,28	24,28
Electricity	EUR/kWh	0,10	0,10
Fresh Water	EUR/m3	0,65	0,65
Waste Water (applied to each m3 of water)	EUR/m3	0,64	0,64
Annual Costs			
Gas	[EUR]	2791,59	1718,56
Electricity	[EUR]	0	35,04
Water	[EUR]	88,77	0,00
Waste Water	[EUR]	86,36	0
TOTAL ANNUAL COSTS	[EUR]	2966,73	1753,59

Table does not refer to the total costs of used DHW production, only the distribution

4. Conclusions

Domestic Hot Water could be an important part of a HVAC system. Despite the fact the paper does not talk about different DHW production solutions (only gas fired boiler solution been considered) the need of recirculation must be considered for different reasons as follows:

- Energy savings

- Water Savings
- Hygienically reasons – avoiding Legionella forming.
- Customer/User comfort and satisfaction – longer waiting time for hot water might reduce customer satisfaction in case of presented hotel.

As shown in *Table 1*, by using recirculation we can save a large amount of energy, about 40%, which in total is a significant amount of money for any customer. In meanwhile, any hotel can upgrade its rating by proving energy efficiency of its working. Large hotel chains are constantly running programs for improving their Carbon Footprint.

However, the presented solution is a basic solution, with 24/7 running recirculation pump. To present higher savings and energy reduction some improvements might be considered as follows:

- Increased insulation quality over the pipings
- Lowering pipe temperature from 60°C to 55°C
- Lowering even more the temperature, down to 45-50°C with combined anti-Legionella disinfection program (running recirculation at high temperature once a day for a certain period of time)
- Control of recirculating pump based on constant return temperature (eg. 52°C)
- Use of alternative heat sources for DHW production

As for simple example, if we reconsider our calculations for hot water in recirculation 50°C instead of 60°, annual costs can drop down by about 20%, a significant value to consider.

References

- Enciclopedia Tehnică de Instalații. Manualul de Instalații Sanitare, ed.a II-a, Editura Artecno, București, 2010, cap.2.2.1, cap. 2.3, cap.2.4.1
- Enciclopedia Tehnică de Instalații. Manualul de Instalații Încălzire, ed.a II-a, Editura Artecno, București, 2010, cap.6.4, cap.6.7
- Épületechnikai Tudástár, Vízellátás, Csatornázás, Fűtés- és Hűtéstechnika, Klíma- és Légtechnika, Gázellátás – Editura TGA Consult, Budapest, 2015, Cap. H MV Termelés
- Evaluation Of Heat Losses From A Domestic Hot Water Circulation System, Pablo Salazar Navalon, 2015, University of Gavle, Sweden, Faculty Engineering and Sustainable Development
- www.kaicalc.de
- www.dzd.cz
- www.grundfos.com – Domestic Hot Water Recirculation – Grundfos for Engineers.

Analiza numerică a câmpului de viteze și temperaturi într-o secțiune transversală a unei conducte eliptice în cazul convecției forțate a căldurii în regim laminar

The numerical analysis of the field of speeds and temperatures in a cross section of an elliptical pipe in the case of heat forced convection in the laminar regime

Ș.L. dr. Ing. Anton IOSIF

Universitatea Politehnica Timisoara, Romania

Rezumat

Această lucrare prezintă rezultatele numerice obținute cu Metoda Reciprocității Duale la soluționarea ecuațiilor de tip Poisson care se utilizează la calculul vitezelor și temperaturilor în anumite puncte din interiorul unei conducte de secțiune eliptică prin care se deplasează un fluid în cazul convecției forțate a căldurii în regim laminar.

Cuvinte cheie: conductă, secțiune eliptică, convecție căldurii în regim laminar, flux de căldură, analiză numerică, metoda reciprocității duale.

Abstract

This paper presents the numerical results obtained through the Dual Reciprocity Method for solving.

Poisson type equations which are used for calculus of velocity and temperature in certain points inside a circular duct with fluid flowing through, in the case of forced convective heat flow in the laminary regime. For validation of the results obtained with the Dual Reciprocity Method it was necessary to compare them with the analytical ones.

Keywords: pipe, elliptical section, heat convection in the laminar regime, heat flow, numerical analysis, reciprocity dual method

1. Introducere

Menționăm că sunt multe ecuații liniare și parțial neliniare în diferite domenii ale științei și ingineriei. Soluția acestor ecuații se poate obține prin diferite metode. În anii actuali studiul analitice ale ecuațiilor liniare sau neliniare, au captivat atenția unui număr mare de autori. Soluțiile analitice, numerice sau seminumerice ale ecuațiile liniare sau neliniare, sau ecuații parțial diferențiale au fost studiate intens în anii recenti.

Metoda elementului de frontieră (MEFr) este o tehnică numerică de rezolvare a problemelor de frontieră reprezentate de ecuații diferențiale, parțial diferențiale și are avantaje importante [1]. Un avantaj important al acestei metode este că înlocuiește problema originală cu o ecuație integrală definită pe frontiera domeniului soluției.

În cazul ecuației diferențiale parțial omogene, MEFr necesită doar discretizarea pe domeniul de frontieră [3]. Dacă domeniul de simulare este un domeniu cu o curgere potențială, ecuația care guvernează este cunoscută ca fiind ecuația lui Laplace. Metoda elementului de frontieră permite calcularea soluției pentru formula integrală de a ecuației Laplace prin discretizarea problemei de frontieră în elemente separate, fiecare conținând un număr de noduri de colocație.

Ecuția integrală de frontieră obținută din ecuația Poisson are un domeniu de integrat. În MEFr au fost dezvoltate diferite metode pentru rezolvarea acestui domeniu integral. Aceste metode au în comun calea de integrare prin celule. Pentru soluționarea acestei probleme a fost dezvoltată Metoda Reciprocității Duale (MRD) care evită integrarea pe celule așa cum se procedează în cazul MEFr [3], [4].

2. Ecuația Navier-Stokes și a energiei

Ecuția Navier-Stokes și a energiei se scriu într-o secțiune perpendiculară pe axa oz a conductei, utilizând sistemul cartezian de coordonate, astfel:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dz} \quad (1)$$

în w este viteza fluidului după direcția axei oz . Relația analitică a vitezei se scrie astfel [7]

$$w(x, y) = \frac{dp}{2\eta dz} \frac{a^2 b^2}{(a^2 + b^2)} \left(\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - 1 \right) \quad (2)$$

Vom considera frontiera Γ a elipsei ca fiind solidă și impenetrabilă, ceea ce permite impunerea condiției Dirichlet $w = 0$ pe aceasta.

Se demonstrează fără dificultate, că derivata normală a vitezei w are relația:

$$\frac{\partial w}{\partial n} = \frac{dp}{\eta dz} \frac{a^2 b^2}{a^2 + b^2} \left[\frac{x}{a^2} \cos(n, x) + \frac{y}{b^2} \cos(n, y) \right] \quad (3)$$

iar pentru cosinusurile directoare avem relațiile:

$$\cos(n, x) = \frac{x}{a} ; \quad \cos(n, y) = \frac{y}{b} \quad (4)$$

Ecuția ecuația energiei, dacă vom nota cu $T^* = T_w - T$, se scrie sub forma:

$$\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^2} = -\frac{w}{a} \frac{dT_m}{dz} \quad (5)$$

Analiza numerică a câmpului de viteze și temperaturi într-o secțiune transversală a unei conducte eliptice în cazul convecției forțate a căldurii în regim laminar

în care în care T_w este temperatura frontierei solide, iar T este temperatura fluidului. Din cele precizate se deduce simplu că poate impune condiția $T^* = 0$ pe frontiera Γ a elipsei.

Ecuatiile de tip Poisson (1) și (5) se soluționează numeric utilizând MRD utilizând condiții Dirichlet astfel: $w = 0$ și $T^* = 0$ pe frontiera Γ a elipsei. Valorile vitezei w se determină în fiecare punct stabilit în domeniul de analiză, prin soluționarea ecuației (2) cu MRD.

3. Metoda Reciprocității Duale

Elementele de bază ale acestei metode sunt prezentate în referințele [2], [3], [4], pentru ecuații de forma:

$$\nabla^2 u = b \quad (6)$$

în care avem $b = \text{const.}$

Soluția u a ecuației (6) este dată de soluția $\tilde{u}$ a ecuației lui Laplace și o soluție particulară, astfel:

$$u = \tilde{u} + \hat{u} \quad (7)$$

Dacă ținem seama de relațiile (6) și (7) vom obține că:

$$\nabla^2 \hat{u} = b \quad (8)$$

MRD presupune utilizarea unei serii limitate soluției particulare dată de funcția globală $\hat{u}$. În conformitate cu [3], [4] pentru b se propune utilizarea următoarei extensii:

$$b \cong \sum_{j=1}^{N+L} \alpha_j F_j \quad (9)$$

unde α_j sunt inițial necunoscute și F_j este funcția asociată punctului j .

Soluția particulară pentru $F_j = r$ se poate obține utilizând referințele [2], [3] în care se precizează că:

$$\nabla^2 \hat{u}_j = F_j = r \quad (10)$$

în care $\hat{u}$ are forma:

$$\hat{u} = \frac{r^3}{9} \quad (11)$$

Funcția de distanță r poate să fie interpretată ca un element component al seriei de puteri, iar F se scrie sub următoarea formă generală:

$$F = \sum_{m=1}^p r^m \quad (12)$$

Ecuția (10) poate să fie extinsă la diferite puncte j , rezultând ecuația:

$$[\nabla^2 \hat{u}_j] = [F_j] = F \quad (13)$$

Partea dreaptă a ecuației (13) este o matrice de dimensiunea $(N + L) \times (N + L)$, iar vectorul coloană F_j are dimensiunea $(N + L)$ pentru fiecare nod. Menționăm că fiecare elementul al matricei F se obține astfel:

$$F_{ij} = 1 + r_{ij} + r_{ij}^2 + \dots + r_{ij}^p \quad (14)$$

Dacă ținem seama de cele precizate, scrie următoarea relație:

$$F_{ij} \alpha_j = b_i \quad (15)$$

unde b_i este valoarea funcției b în nodul i . Acum, dacă vom ține seama de ecuația matriceală:

$$\alpha = F^{-1} b \quad (16)$$

se pot calcula elementele vectorului α dacă funcția $b(x, y)$ este cunoscută. Acum vom multiplica ecuația (9) cu α și se obține:

$$b = \sum_{j=1}^{N+L} F_j \alpha_j = \sum_{j=1}^{N+L} (\nabla^2 u) \alpha_j \quad (17)$$

Această relație reprezintă ecuația de bază pentru MRD. Dacă utilizăm tehnica elementului de frontieră ecuației (17) și multiplicăm cu soluția fundamentală

$u^* = \frac{1}{2\pi} \ln\left(\frac{1}{r}\right)$ și integrăm prin părți, vom obține:

$$c_i u_i + \int_{\Gamma} u^* q d\Gamma + \int_{\Gamma} q^* u d\Gamma = \sum_{j=1}^{N+L} \left\{ \alpha_j \left[c_i \hat{u}_{ij} + \int_{\Gamma} \hat{u}_j q^* d\Gamma - \int_{\Gamma} \hat{q}_j u^* d\Gamma \right] \right\} \quad (18)$$

Analiza numerică a câmpului de viteze și temperaturi într-o secțiune transversală a unei conducte eliptice în cazul convecției forțate a căldurii în regim laminar

După discretizarea frontierei se obține următoarea ecuație:

$$H u - G q = \sum_{j=1}^{N+L} a_j (H \hat{u}_j - G \hat{q}_j) \quad (19)$$

în care H și G sunt notațiile uzuale, respectiv

$$q = \frac{\partial u}{\partial n}, \quad \hat{q} = \frac{\partial \hat{u}}{\partial n}.$$

Menționez că: funcția F , soluția particulară $\hat{u}$, derivata normală $\hat{q}$ a soluției particulare au în conformitate cu [2], [3], [4], următoarele relații:

$$\hat{u} = \frac{r^2}{4} + \frac{r^3}{9} + \dots + \frac{r^{m+2}}{(m+2)^2} \quad (20)$$

$$\hat{q} = - \left(\bar{x} \frac{\partial x}{\partial n} + \bar{y} \frac{\partial y}{\partial n} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{r}{3} + \dots + \frac{r^m}{m+2} \right) \quad (21)$$

unde $\bar{x}$, $\bar{y}$ sunt două componente ale funcției de distanță r :

$$\bar{x} = x_j - x_i; \quad \bar{y} = y_j - y_i \quad (22)$$

În ecuația (19) coeficienții c_i sunt incorporați în coeficienții H_{ii} de pe diagonală principală a matricei H , iar din acest motiv se calculează doar H_{ii} cu relația:

$$H_{ii} = - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N H_{ij}; \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (23)$$

Ecuația (19) se scrie și sub următoarea formă matriceală:

$$H u - G q = (H \hat{U} - G \hat{Q}) \alpha \quad (24)$$

4. Rezultate numerice

Rezultatele numerice s-au obținut în cazul convecției forțate a căldurii în regim laminar într-o conductă de secțiune eliptică cu axa mare $a = 0.05m$ și axa mică $b = 0.045m$. Menționăm că în ecuația (1) vom considera $dp / \eta \, dz = -83.6 m^{-1} s^{-1}$ și în ecuația (5) difuzivitatea termică este $a = 1,342 \times 10^{-9} m^2 \, s^{-1}$, iar $dT_m / dz = 0.047^\circ C / m$.

Rezultatele numerice au fost obținute cu ajutorul programelor: DISCPE.FOR, DRMVTE.FOR, DRMTEE.FOR. Primul program realizează discretizarea frontierei solide Γ într-un număr finit N noduri și NE de elemente liniare, de asemenea determină coordonatele celor L puncte din interiorul domeniului de analiză Ω . Programul doi soluționează cele L valori ale vitezei w și N valori ale derivatei normale a vitezei, iar programul trei soluționează cele L valori ale temperaturii T^* și cele N valori ale derivatei normale ale lui T^* . Programele CAVICE.FOR și DNAVICE.FOR calculează vitezele analitice și derivatele normale ale acestora.

Valorile obținute în tabelul 1 sunt obținute pentru cazul: numărul de noduri $N = 18$, numărul elementelor de frontieră $NE = 18$, iar numărul punctelor din interiorul domeniului de analiză este $L = 91$.

Tabel 1.

Rezultate analitice și numerice pentru derivatele normale ale vitezei w și temperaturii T^*

Nr. nod	Coordonate		$\left(\frac{\partial w}{\partial n}\right)_{AN.}$	$\left(\frac{\partial w}{\partial n}\right)_{NUM.}$	$\left(\frac{\partial T^*}{\partial n}\right)_{NUM.}$
	x [m]	y[m]			
1	0,050000	0,00000	-1,87060	-1,82808	17095,9
2	0,04635	0,01687	-1,89982	-1,86245	17593,6
3	0,03657	0,03068	-1,96726	-1,93886	18759,7
4	0,02305	0,03993	-2,03426	-2,01142	19946,9
5	0,00783	0,04444	-2,07334	-2,05207	20617,8
6	-0,00783	0,04444	-2,07334	-2,05207	20615,0
7	-0,02305	0,03993	-2,03426	-2,01141	19945,1
8	-0,03657	0,03068	-1,96726	-1,93888	18767,5
9	-0,04635	0,01687	-1,89982	-1,86243	17594,6
10	-0,05000	0,00000	-1,87060	-1,82810	17091,5
11	-0,04635	-0,01687	-1,89982	-1,86242	17591,3
12	-0,03657	-0,03068	-1,96726	-1,93888	18765,1
13	-0,02305	-0,03993	-2,03426	-2,01141	19949,1
14	-0,00783	-0,04444	-2,07334	-2,05208	20612,9
15	0,007836	-0,04444	-2,07334	-2,05207	20622,1
16	0,23054	-0,03993	-2,03426	-2,01142	19940,6
17	0,03657	-0,03068	-1,96726	-1,93886	18764,0
18	0,04635	-0,01687	-1,89982	-1,86244	17595,5

Analiza numerică a câmpului de viteze și temperaturi într-o secțiune transversală a unei conducte eliptice în cazul convecției forțate a căldurii în regim laminar

Tabelul 2.

Rezultate obținute cu DRM pentru viteze, temperaturi și derivate normale, pentru $F = 1 + r$

Variabile	Coordonate		MRD(Elemente liniare)		
	x[m]	y[m]	N=18, L=91	N=30 L=151	Valori analitice
$w_{\max}$ [m/s]	0.0000	0.0000	0,046769	0,046766	0.046765
$T^*_{\max}$ [°C]	0.0000	0.0000	685,55	686,19	-
w [m/s]	0,008333	0,000000	0,045469	0,045467	0,045466
w [m/s]	0,016666	0,000000	0,041566	0,041567	0,041569
w [m/s]	0,025000	0,000000	0,035062	0,035069	0,035073
w [m/s]	0,033333	0,000000	0,025956	0,025972	0,025980
w [m/s]	0,041666	0,000000	0,014234	0,014275	0,014289
T^* [°C]	0,008333	0,000000	659,82	660,68	-
T^* [°C]	0,016666	0,000000	584,76	585,71	-
T^* [°C]	0,025000	0,000000	467,42	468,32	-
T^* [°C]	0,033333	0,000000	319,47	320,01	-
T^* [°C]	0,041666	0,000000	149,88	157,64	-
$\partial w / \partial n$ [s ⁻¹]	0.050000	0.000000	-1,828086	-1,854929	-1,870608
$\partial T^* / \partial n$ [°C / m]	0,050000	0,000000	17095,88	17358,69	-

5. Concluzii

Rezultatele numerice obținute cu MRD, care sunt centralizate în tabelul 2, sunt foarte bune având în vedere că erorile relative absolute ε_w ale vitezelor sunt mai mici de 0,40[%] și derivatelor normale ale acestora au eroarea ε_{dnw} dată în procente în intervalul [0,84;2,27] cu observația că valoarea mai mică este pentru $N = 30$ și $L = 151$.

Bibliografie

- [1] Brebbia C. A., Telles J. C. F. and Wrobel L. C. - *Boundary Element Techniques*, Springer - Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1984.
- [2] Iosif A. - *The Possibility of Using the Boundary Element Method for Solving Poisson Type Equations*, Buletinul Științific al Universității "Politehnica", din Timișoara, Tom 45 (59), Seria mecanică, fascicola 2, 2000, pp. 63-70.
- [3] Partridge W. and Brebbia A. C. - *Computer Implementation of the BEM Dual Reciprocity Method for the Solution of General Field Equation*, Communication in Applied Numerical Methods, Vol.6, 1990, pp. 83-92.
- [4] Partridge P. W., Brebbia C. A. and Wrobel L. C. - *The Dual Reciprocity Boundary Element Method*, International Series on Computational Engineering, Computational Mechanics and Eisevier Applied Science, Southampton, UK, 1992.
- [5] Sârbu I., Iosif A. - *Numerical Analysis of the Laminar Forced Heat Convection Between Two Coaxial Cylinders*, Int. Journal of Energy, Issue 4, Vol.3, pp.51-58, 2009.
- [6] Ștefănescu D., ș.a., - *Transfer de căldură și masă*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
- [7] Landau L., Lifchitz E. - *Mécanique des fluides*, Éditions MIR Moscou, 1988.

Analiza dinamică la acțiunea seismică a unei structuri îngropate pentru transportul apei*

Dynamic analysis of the seismic action of underground structure to water transport

Ancaș Ana Diana¹, Mihai Profire¹, Marina Verdeș¹, Vasilică Ciocan¹

¹Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, Facultatea de Construcții și Instalații, Departamentul de Ingineria Instalațiilor, Romania

Rezumat:

Creșterea performanțelor de funcționare și operabilitate a rețelelor urbane vitale presupune și studiul comportării structurilor îngropate pentru transportul apei, la dezastră naturale de tipul cutremurilor de pământ. În literatura de specialitate sunt formulate diverse modele și metode de calcul pentru determinarea răspunsului acestui gen de structuri, bazate pe dinamica mediilor continue și a interacțiunii structură – masiv de pământ. Cea mai utilizată metodă dinamică de analiză care oferă posibilități destul de mari pentru luarea în considerare a conlucrării între structură și masivul de pământ înconjurător, este metoda elementelor finite. Lucrarea de față dorește să prezinte o metodologie de calcul dinamic la acțiune seismică, pentru determinarea răspunsului unei structuri îngropate, care să cuprindă toate elementele de calcul de care trebuie să se țină cont în proiectarea sa.

Cuvinte cheie: acțiune seismică, infrastructură critică, structură transport apă

Abstract. *Increased operating performance and operability of networks and behavior study assumes vital urban structures buried water conveyance to natural disasters such as earthquakes. In the literature they are formulated various models and calculation methods for determining the response of this kind of structure, dynamics based on continuous media and interaction structure - solid ground. The most common method of analysis offering potential dynamic enough to consideration of cooperation between the massive structure and the surrounding land is finite element method. This paper aims to present a methodology for calculating dynamic seismic action to determine the response of a buried structure, encompassing all computing elements that must be taken into account in its design.*

Keywords: seismic action, critical infrastructure, water transport structure.

1. Introducere

La nivelul unei așezări urbane, de orice tip, există un număr de infrastructuri critice a căror perturbare sau distrugere ar influența semnificativ menținerea funcțiilor sociale vitale și de siguranță [1].

De-a lungul anilor s-a pus accent pe calculul la seism în special pentru

* Lucrare prezentată în cadrul Conferinței AIIR Timisoara, aprilie 2017

structurile civile. Evenimentele seismice de pe glob au arătat că la fel de important este și studiul privind comportarea la cutremur a structurilor îngropate aferente unui sistem de transport apă (aducțiuni, canale colectoare etc.)

Interacțiunea seismică poate fi de 5 tipuri [1] dintre care în articolul de față amintim nefuncționarea structurală datorită distrugerilor totale sau parțiale a unei structuri îngropate.

Aceste structuri alături de altele aferente infrastructurii de instalații au fost încadrate în categoria structurilor critice pentru o așezare urbană în cazul unui eveniment seismic [2].

Ieșirea din funcțiune a unei astfel de structuri, care poate fi considerată un sistem urban critic, duce la nefuncționalitatea pe orizontală a altor sisteme vitale necesare pentru salvarea de vieți omenești și pentru reducerea pagubelor materiale în cazul unui cutremur de pământ [3].

Orice cauză care conduce o stare de solicitare mecanică într-o structură constituie o acțiune. O acțiune încadrată în categoria acțiunilor excepționale este **acțiunea seismică**. Conform STAS 10101/0A acțiunile excepționale apar foarte rar sau niciodată la intensități considerabile în viața unei construcții. Stările de eforturi și deformații se iau în considerare pe baza intensității de calcul ale acțiunilor.

Coeficientul acțiunii seismice (coeficienții de multiplicare a încărcărilor normate) recomandat de prescripțiile românești este de 1,00.

Acțiunea seismică se încadrează în gruparea specială a acțiunilor în regim dinamic și se analizează ținând cont de:

- acțiunea pământului: în funcție de intensitatea seismică se vor defini presiunile pe verticală și orizontală;
- acțiunea apei: se vor defini presiunile hidrodinamice în cazul structurilor cu nivel liber, suprapresiune la conductele sub presiune, efectul propagării undei seismice în lungul structurii.

O evaluare cât mai exactă a intensității acțiunilor este încă greu de realizat datorită numeroșilor parametri incompleți evaluați care intră în modelarea fenomenului.

Întrebările care se pun și la care încă nu s-a putut răspunde în totalitate sunt:

- *Care este legea de distribuție a acțiunii pământului pe suprafața structurii?*
- *Cum sunt transmise structurii încărcările care acționează asupra terenului?*
- *Care ar fi un model adecvat care să descrie modul de interacțiune structură-pământ?*

În prezent relațiile de calcul utilizate sunt obținute pe baza rezultatelor experimentale din laborator și a concluziilor obținute în urma aplicării practice.

2. Evaluarea acțiunii seismice asupra unei structuri îngropate pentru transportul apei [4]

Răspunsul unei acțiuni seismice asupra unei astfel de structuri este un rezultat direct al interacțiunii structură-masiv de pământ. Analiza dinamică se face atât în secțiunea transversală a conductei la unde seismice orizontale și verticale dar și pe direcție longitudinală la acțiunea seismică nesincronă în lungul axei structurii.

O metodologie de calcul dinamic care oferă posibilități destul de mari pentru luarea în considerare cât mai corectă a conlucrării structură-masiv de pământ este metoda elementului finit (MEF).

• În cazul unei structuri de apă de debit mare ($Q > 1 \text{ m}^3/\text{s}$) modelul de calcul se aplică în secțiunea transversală (Figura 1) și presupune includerea în structura de discretizare a unei părți suficient de mare din masivul de pământ care încorporează structura astfel încât condițiile de pe contur să nu influențeze starea de eforturi din structură

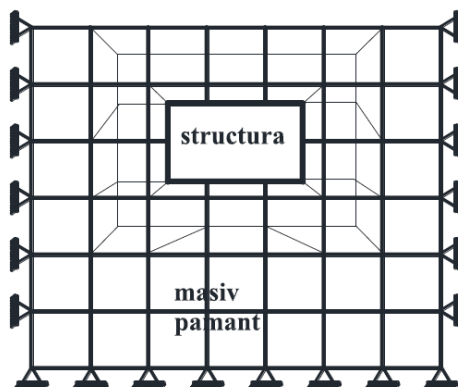


Figura 1. Model de calcul

Ecuția de mișcare are forma:

$$[M] \cdot \{\ddot{\delta}\} + [C] \cdot \{\dot{\delta}\} + [K] \cdot \{\delta\} = -[M] \cdot \{r\} \cdot i \quad (1)$$

$[M]$ – matricea masivelor echivalente;

$\{\ddot{\delta}\}$ – vectorul accelerațiilor;

$[C]$ – matricea de amortizare;

$\{\dot{\delta}\}$ – vectorul vitezelor;

$[K]$ – matricea de rigiditate;

$\{\delta\}$ – vectorul deplasărilor;

$\{r\}$ – proiecțiile versorului cutremurului pe direcțiile gradelor de libertate;

i – accelelograma cutremurului.

Ecuția (1) se scrie sub forma unui sistem de ecuații diferențiale de ordinul doi în raport cu timpul, relativ ușor de rezolvat.

Rezultatele aproximative obținute, transpuse în practică, au arătat că precizia lor depinde de:

- Modul de discretizării și pasul acesteia;
- Suprafața de discretizare;
- Condițiile de contur;
- Modul acțiunii seismice în adâncime;
- Corectitudinea definirii matricelor de rigiditate și amortizare.

Soluția sistemului nu este unică deoarece frecvențele și formele proprii corespund sistemului unitar structură-masiv pământ, ele variind funcție de mărimea modelului.

2.1. Determinarea presiunii date de pământ, în regim dinamic

A. Element de calcul I- structură rigidă

Valoarea încărcării verticale se calculează cu relația:

$$p = p^n(1 \pm 1,5K)$$

p – presiunea pe verticală, în regim dinamic, a pământului;

p^n – presiunea normată, pe verticală, a pământului de umplutură în regim static;

K – coeficientul de intensitate seismică conform P100-92.

B. Element de calcul II – datorită deplasării pereților structurii se dezvoltă presiunile seismice orizontale ale pământului

Încărcarea orizontală devine nesimetrică deoarece după un anumit interval de timp un perete va suporta o presiune activă majorată iar celălalt reacțiunea masivului.

Pentru determinarea presiunilor active și reactive provocate de mișcarea seismică există următoarele concepții:

-unghiul de frecare interioară a pământului se modifică cu valoarea $\theta = \arctg K$

-pe parcursul creșterii adâncimii, unghiul de frecare interioară crește până la o anumită valoare după care rămâne constant.

C. Element de calcul III –determinarea efectelor mișcării seismice în direcția orizontală

În acest caz se consideră ca mediu de propagare a undelor seismice atât terenul cât și apa din structura pentru transport apă.

Vitezele de propagare a undelor seismice se pot considera conform Tabel 1 [4].

Tabel 1

Vitezele de propagare pentru undele seismice

Mediu de propagare	Viteza (m/s) Velocity of propagation
Apă	1500
Sol slab (argile nisipoase, nisipuri)	200-500
Soluri de rezistență medie	500-1000
Soluri cu rezistență ridicată	1000-3500
Roci dure	3500-5000

Funcția deplasării seismice $u(x,t)$ este o funcție armonică și apelând la ecuațiile Euler se pot determina:

$$p_{max} = \frac{K}{2\pi} \gamma_a \cdot v \cdot T$$

Analiza dinamică la acțiunea seismică a unei structuri îngropate pentru transportul apei

K – coeficientul de intensitate seismică conform P100-92;

γ_a – greutatea specifică a apei;

v – viteza de propagare a undelor seismice;

T – perioada proprie de vibrație, 0,2-0,3 sec.

-Eforturile unitare longitudinale (de întindere/compresiune)

$$\tau_{max} = \pm \frac{g}{2\pi} \cdot K \frac{E}{v} \cdot T$$

E – modulul de elasticitate longitudinală a materialului conductei;

g – accelerația gravitațională.

La structurile funcționând sub presiune dacă se analizează valorile suprapresiunilor în timpul unui eveniment seismic se poate trage concluzia că acestea cresc odată cu modulul de elasticitate iar în condițiile unui cutremur de intensitate medie, mare, rezistențele capabile ale materialelor pot fi depășite și apar defecțiuni, deci este necesară o armare longitudinală corespunzătoare.

3. Concluzii

Acțiunile excepționale de tip seism pot apărea pe durata de viață a unei structuri o dată, de mai multe ori sau chiar deloc.

Metoda elementului finit este o metodă care duce la rezultate satisfăcătoare în analiza dinamică a unei structuri îngropate pentru transportul apei cu condiția ca modelul de calcul să țină cont de presiunile asupra structurii datorate masivului de pământ dar și de efectele mișcării seismice pe direcție orizontală.

Bibliografie

- [1] Ancas A.D., Toma D., Profire M, *Vulnerability of Seismic Equipment* Proc. of the Internat. Scientific Conference, CIBV 2016, Brasov, Romania, 241-247.
- [2] Ancas A.D., Atanasiu M.G., *Seismic Risk management considering the Urban Lifeline Existing System*, Proc. of the 6 th Internat. Conference on Business Excellence, ICBE 2011, Brasov, Romania, 20-23.
- [3] Ancas A.D., Doniga C., Atanasiu G.M., *Current state of the art for existing critical systems in urban seismic area*, Bul. Inst. Polit. Iași, LII(LVI), 1-2, s. Construct., Arhitect., 39-48 (2006).
- [4] Furiș D., Teodorescu M.E., Sorohan Lucian., *Calculul structurilor pentru transportul apei*, Ed. Conpress, București, 58, 2012.

Schimbatoare de caldura – regimuri de exploatare. Aspecte termice si energetice

Heat exchangers - operating regimes. Thermal and energy aspects

Prof. dr. ing. Florin Iordache – UTCB-FII, fliord@yahoo.com, Romania

Rezumat

În lucrare se urmărește identificarea relațiilor operationale care oferă posibilitatea stabilirii stării constructive functionale a schimbatoarelor de caldura, echipamente de transformare a parametrilor fluxului termic transferat. Pornind de la bilanțul termic în regim staționar al acestor echipamente se prezintă principalele grupuri de parametrii care reflectă starea funcțională a schimbatoarelor de caldura și se fac referiri la posibilitățile experimentale de evaluare a acestora. Mai mult în lucrare se încearcă simularea unor regimuri de exploatare curente și se stabilesc corelații între potențialele termice la bornele schimbatorului și fluxurile termice transferate și coeficienții de transfer termic global. Simularea conține și analiza situațiilor în care debitele de agent termic suferă modificări și de asemenea se fac corelații cu fluxurile termice transferate și coeficienții de transfer termic global.

cuvinte cheie: schimbătoare de căldură, bilanț termic

Abstract

The paper aims to identify operational relationships which offer the possibility of establishing constructive and functional status of heat exchangers, equipment transformation parameters of transferred heat flow. Starting at steady state heat balance of such equipment presents the main groups of parameters that reflect the functional state of the heat exchangers and are referred to the possibilities their experimental evaluation. More, in this work is attempted the simulation current exploitation regimes and establish correlations between thermal potential across heat exchanger and thermal transfer flows and overall heat transfer coefficients. Simulation and analysis contains situations that are modified heat flows and also correlations with heat flow are transferred and global heat transfer coefficients.

key-words: heat exchangers, thermic balance

1. Introducere

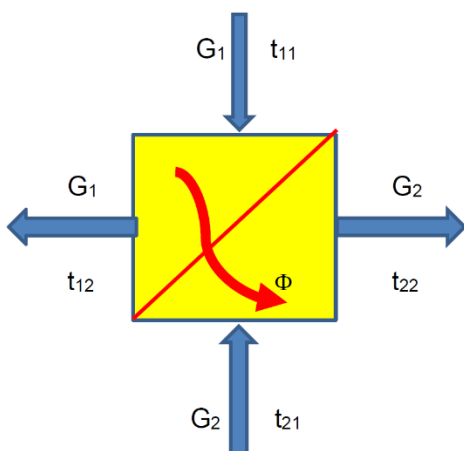
În cadrul lucrării de față se va încerca o trecere în revistă a relațiilor importante care guvernează procesele de transfer termic din cadrul schimbatoarelor de caldura cu scopul de a stabili posibilitățile de identificare a regimurilor curente de exploatare a acestor echipamente și de a aprecia performanța energetică funcțională efectiv.

Se consideră un set de valori nominale pentru temperaturile agenților termici și pe baza lor se face stabilirea dimensiunilor schimbatorului de caldura din punct de vedere constructiv (S) și funcțional (GP0 și GS0). Se propun în continuare diverse

situatii functionale in ceea ce priveste temperaturile agentilor termici la intrarea in schimbator, si a debitelor de agent termic si se urmaresc consecintele functionale si energetice.

In lucrare se cauta a se propune posibilitati de expertizare a acestor echipamente de transformare astfel incat sa se poata aprecia performantele energetice ale acestora si eventual a se identifica deficiintele aparute pe parcursul exploatarii lor.

2. Bilanturi termice – relatii operationale de calcul. Consecinte functionale si energetice



Bilantul termic in regim stationar pentru un schimbator de caldura in contracurent este:

$$G_1 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{11} - t_{12}) = G_2 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{22} - t_{21}) = k \cdot S \cdot \Delta t_{ml} \quad (1)$$

Acelasi bilant termic scris in regim stationar are forma :

$$G_{10} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{110} - t_{120}) = G_{20} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{220} - t_{210}) = k_0 \cdot S_0 \cdot \Delta t_{ml0} \quad (2)$$

Daca raportam termen cu termen egalitatile (1) la egalitatile (2) obtinem :

$$\frac{G_1 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{11} - t_{12})}{G_{10} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{110} - t_{120})} = \frac{G_2 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{22} - t_{21})}{G_{20} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{220} - t_{210})} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ml}}{k_0 \cdot S_0 \cdot \Delta t_{ml0}} \quad (3)$$

Daca din cei 3 termenii ai egalitatii (3) retinem pe primul si pe al treilea atunci rezulta :

$$\frac{G_1 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{11} - t_{12})}{G_{10} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{110} - t_{120})} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ml}}{k_0 \cdot S_0 \cdot \Delta t_{ml0}} \quad (4)$$

Din relatia (4) rezulta o expresie pentru raportul k/k_0 , si anume :

$$\frac{k}{k_0} = \frac{G_1}{G_{10}} \cdot \frac{\delta t_1}{\delta t_{10}} \cdot \frac{\Delta t_{ml0}}{\Delta t_{ml}} \cdot \frac{S_0}{S} \quad (5)$$

Coeficientul global de transfer termic al schimbatorului de caldura in regim curent de exploatare, k , sufera modificari de valoare de la regim la regim, valori pe care le putem raporta la valoarea de regim nominal pentru a ne face o imagine asupra performantelor energetice ale acestui echipament.

Relatia (5) reprezinta o corelatie intre raportul coeficientilor globali de transfer termic ai schimbatorului de caldura si rapoarte intre ceilalti parametrii functionali al schimbatorului de caldura, debite si temperaturi de agenti termici, care pot fi masurati.

In relatia (5), $S = S_0$, fiind vorba despre acelasi schimbator de caldura, si :

$$\begin{aligned} \delta t_1 &= t_{11} - t_{12} \\ \delta t_{10} &= t_{110} - t_{120} \\ \Delta t_{ml} &= \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{22})}{(t_{12} - t_{21})}} \\ \Delta t_{ml0} &= \frac{(t_{110} - t_{220}) - (t_{120} - t_{210})}{\ln \frac{(t_{110} - t_{220})}{(t_{120} - t_{210})}} \end{aligned} \quad (6)$$

Astfel relatia (5) are forma mai simpla :

$$\frac{k}{k_0} = \frac{G_1}{G_{10}} \cdot \frac{\delta t_1}{\delta t_{10}} \cdot \frac{\Delta t_{ml0}}{\Delta t_{ml}} \quad (7)$$

Diversele regimuri functionale care apar in exploatarea curenta se datoreaza faptului ca temperaturile de intrare a agentilor termici in schimbatorul de caldura sunt diferite de valorile nominale (dupa cum este si normal) si debitele de agent termic pot fi si ele diferite de valorile nominale ale lor (situatii care pot sau nu pot fi normale).

Alaturi de relatia (7), ca expresii utile in investigarea experimentală a acestor echipamente mai pot fi mentionate :

$$NTU = \frac{kS}{G_1 \cdot (\rho c)_1} = \frac{\delta t_1}{\Delta t_{ml}} \quad (8)$$

$$y = \frac{G_1 \cdot (\rho c)_1}{G_2 \cdot (\rho c)_2} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1} \quad (9)$$

Si :

$$\varepsilon = \frac{\delta t_1}{t_{11} - t_{21}} \quad (10)$$

Este cunoscuta relatia de legatura dintre eficienta schimbatorului de caldura, ε , si numarul de unitati termice, NTU, si raportul fluxurilor de entalpie ale agentilor termici, y :

$$\varepsilon = \frac{1 - E}{1 - y \cdot E}$$

unde:

$$E = \exp[-NTU \cdot (1 - y)] \quad (11)$$

Pentru a urmări cât mai concret comportamentul variabil al schimbatoarelor de caldura supuse la diverse regimuri de termo-hidraulice se va încerca simularea unor experimentari pe un schimbator de caldura. Pentru aceasta se va urmări o procedura etapizata de lucru dupa cum urmeaza :

- a. Se considera un set de parametrii nominali de temperatura ai agentilor termici: t_{110} , t_{120} , t_{210} , t_{220} ;
- b. Stabilirea coeficientului global de transfer termic in regim nominal urmeaza o procedura iterativa, pentru care este necesar a se considera o valoare nominala initiala pentru acest coeficient, k_{0in} ;
- c. Se calculeaza temperaturile medii ale agentilor termici pe traseul primar si pe traseul secundar al schimbatorului de caldura utilizand relatiile [1] :

$$\begin{aligned} t_{1m} &= C_1 + C_2 \cdot F \\ t_{2m} &= C_1 + y \cdot C_2 \cdot F \end{aligned} \quad (12)$$

unde :

$$F = \frac{1-E}{-\ln E}$$

$$C_1 = -\frac{y \cdot E}{1-y \cdot E} \cdot t_{11} + \frac{1}{1-y \cdot E} \cdot t_{21} \quad (13)$$

$$C_2 = \frac{1}{1-y \cdot E} \cdot t_{11} + \frac{1}{1-y \cdot E} \cdot t_{21}$$

d. In continuare pe baza temperaturilor medii ale agentilor termici se actualizeaza valorile constantelor fizice ale agentilor termici de pe cele doua circuite ale schimbatorului de caldura si se propun pentru acestea urmatoarele expresii :

- Densitatea:

$$\rho = -0,0031 \cdot t_m^2 - 0,1098 \cdot t_m + 1001 \quad (14)$$

- Caldura specifica masica:

$$c = 0,0134 \cdot t_m^2 - 1,2129 \cdot t_m + 4203,7 \quad (15)$$

- Conductivitatea termica:

$$\lambda = -1E - 5 \cdot t_m^2 + 0,0024 \cdot t_m + 0,5533 \quad (16)$$

- Vazcozitatea dinamica :

$$\begin{aligned} \nu \cdot 10^6 = & -2,0406E - 10 \cdot t_m^5 + 8,3863E - 8 \cdot t_m^4 - \\ & 1,3650E - 5 \cdot t_m^3 + 1,1548E - 3 \cdot t_m^2 - 5,7371E - 2 \cdot t_m \\ & + 1,7857 \end{aligned} \quad (17)$$

e. Se stabilesc valorile criteriilor implicate in stabilirea coeficientilor de transfer termic convectiv pe traseele celor doi agenti termici :

$$\text{Re} = \frac{w \cdot \delta}{\nu}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} \quad (18)$$

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$$

Pentru lungimea caracteristica s-a considerat valoarea $\delta = 2 \cdot d$, d fiind distanta intre placile schimbatorului de caldura ($d \cong 2 \dots 5 \text{ mm}$).

Pentru viteza de circulație a agenților termici între plăcile schimbătorului de căldură s-au considerat valori în domeniul $w = 0,4 \dots 0,8$ m/s. Trebuie menționat faptul că trebuie atenție la corelarea valorilor de debit de agent termic cu valorile vitezelor de circulație a agenților termici printre plăci.

$$\begin{aligned} Nu &= 0,0209 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,45} && \text{Timofeev - încălzire} \\ Nu &= 0,0263 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,45} && \text{Timofeev - răcire} \end{aligned} \quad (19)$$

g. În continuare se stabilesc valorile coeficienților de transfer termic convectiv:

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda} \\ \alpha &= \frac{\lambda}{\delta} \cdot Nu \end{aligned} \quad (20)$$

h. Și se recalculează valoarea coeficientului de transfer termic global k_0 :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (21)$$

i. Se reia procedura iterativă descrisă revenind la punctul b. al acesteia, până când eroarea pe coeficientul global de transfer termic, k , scade sub o valoare minimă admisibilă.

Lucrând în acest fel pentru un caz concret caracterizat prin : $t_{110} = 110^\circ \text{C}$, $t_{120} = 80^\circ \text{C}$, $t_{210} = 70^\circ \text{C}$, $t_{220} = 90^\circ \text{C}$, distanța între plăci $d = 0.002$ m și viteze agent termic de 0,5 m/s pe primar și 0,75 m/s pe secundar a rezultat pentru valoarea nominală a coeficientului global de transfer de căldură al schimbătorului valoarea $k_0 = 3257$ W/m².K.

În continuare s-a încercat simularea funcționării acestui schimbător de căldură în câteva variante funcționale caracterizate de modificări mai întâi ale temperaturii agentului termic primar la intrarea în schimbător : $t_{11} = 100^\circ \text{C}$, 90°C și 80°C , iar apoi ale temperaturii de intrare a agentului termic secundar : $t_{21} = 60^\circ \text{C}$, 50°C și 40°C . Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 1 de mai jos. Tot în tabelul de mai jos sunt prezentate și variantele în care se fac modificări ale temperaturii de intrare a agenților termici deodată pe ambele circuite :

Tabelul 1

t_{11} (°C)	t_{12} (°C)	t_{21} (°C)	t_{22} (°C)	k (W/m ² .K)	k/k_0 (-)	Φ/Φ_0 (-)
110	80	90	70	3257	1	1
100	77,67	84,89	70	3187	0,979	0,744
90	75,24	79,85	70	3112	0,956	0,492
80	72,69	74,87	70	3032	0,931	0,244
110	80	90	70	3257	1	1
110	72,90	84,73	60	3159	0,970	1,237
110	66,00	79,33	50	3057	0,939	1,467
110	59,31	73,79	40	2954	0,907	1,690
110	80	90	70	3257	1	1
100	70,57	79,62	60	3086	0,948	0,981
90	61,21	69,19	50	2905	0,892	0,960
80	51,93	58,71	40	2721	0,835	0,936

Din tabelul 1 se observa ca modificari ale temperaturilor agentilor termici, mai intai numai pe intrarea agentului termic primar, si apoi numai pe intrarea agentului termic secundar, nu au consecinte majore asupra coeficientului global de transfer termic al schimbatorului de caldura, inasa rezulta consecinte importante asupra performantelor energetice ale schimbatorului de caldura. Astfel daca se reduce temperatura de intrare a agentului termic primar fara sa se modifice temperatura de intrare a agentului termic secundar rezulta scaderi pronuntate ale fluxului termic transferat si asta datorita scaderii diferentei medii logaritmice de temperatura. Invers, daca se mentine temperatura de intrare a agentului termic primar si scade temperatura de intrare a agentului termic secundar atunci creste fluxul termic transferat tot datorita cresterii diferentei medii logaritmice de temperatura (cu toate ca coeficientul global de transfer termic al schimbatorului de caldura scade). Daca scad ambele temperaturi de intrare ale agentilor termici atunci scaderile de performanta energetica aferenta schimbatorului sunt destul de scazute si asta in functie de valorile relative ale scaderilor de temperaturi de intrare.

In continuare in analiza intreprinsa s-a considerat ca temperaturile agentilor termici raman constante pe valorile lor nominale si se modifica numai debitele de agent termic, acestea scazand pe rand la 90%, la 70% si la 50% din valoarea nominala, mai intai pe circuitul primar, apoi pe circuitul secundar si in final deodata pe ambele circuite. Rezultatele obtinute sunt prezentate in tabelul 2. Se observa de aceasta data ca proportia in care este afectat coeficientul global de transfer termic este destul de apropiata ca valoare de proportia in care este afectat fluxul termic transferat intre cele doua circuite. Scaderea este totusi mai pronuntata pe partea de flux termic datorita implica si a diferentei medii logaritmice de temperatura care in toate aceste situatii scade usor fata de varianta debitelor nominale.

Tabelul 2

r_{G1}	r_{G2}	t_{11} (°C)	t_{12} (°C)	t_{21} (°C)	t_{22} (°C)	K (W/m ² .K)	k/k_0 (-)	Φ/Φ_0 (-)
1	1	110	80	90	70	3257	1	1
0,9	1	110	78,84	88,69	70	3098	0,951	0,935
0,7	1	110	76,45	85,66	70	2731	0,838	0,783
0,5	1	110	74,05	81,98	70	2273	0,698	0,599
1	1	110	80	90	70	3257	1	1
1	0,9	110	81	91,4	70	3141	0,964	0,966
1	0,7	110	83,75	95	70	2861	0,878	0,875
1	0,5	110	87,92	99,44	70	2486	0,763	0,736
1	1	110	80	90	70	3257	1	1
0,9	0,9	110	79,79	90,14	70	2993	0,919	0,906
0,7	0,7	110	79,28	90,48	70	2446	0,751	0,717
0,5	0,5	110	78,62	90,91	70	1867	0,573	0,523

Parametrii importanti asupra carora trebuie sa ne pronuntam sunt: variatia coeficientului global de transfer termic al schimbatorului $r_k = k/k_0$ si variatia fluxului termic transferat $r_q = \Phi/\Phi_0$. Parametrii importanti care influenteaza variatia lui k si variatia lui Φ sunt diferenta maxima a potentialelor termice – $t_{11}-t_{21}$, si variatia debitelor de agent termic vehiculate prin schimbator – r_{G1} , r_{G2} .

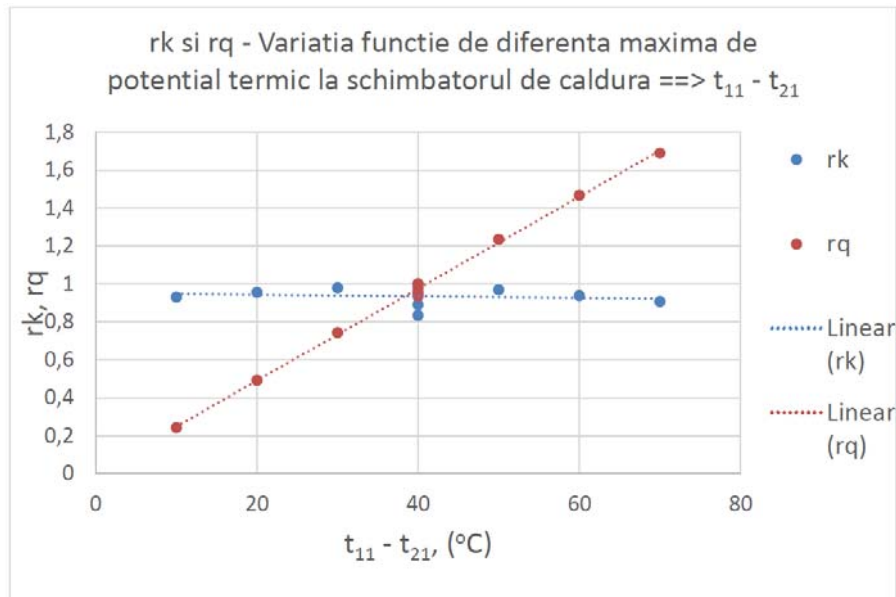


Fig. 1

Din fig.1 rezulta ca diferenta maxima de potential termic pe schimbatorul de caldura ($t_{11}-t_{21}$) nu are o influenta apreciabila asupra variatiei coeficientului global de transfer termic, k , insa asupra fluxului termic transferat are o influenta importanta.

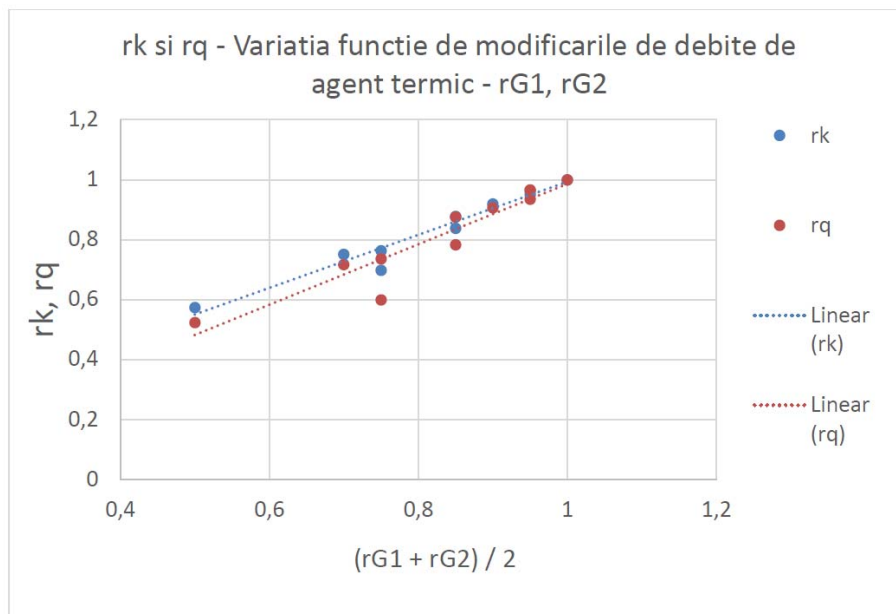


Fig.2

Din fig. 2 se observa ca variatiile de debite de agenti termic prin schimbatorul de caldura are consecinte directe atat asupra coeficientului global de transfer termic cat si asupra fluxului termic transferat. Debitele de agent termic vehiculate prin schimbator influenteaza cei doi parametrii mentionati atat direct cat si indirect prin intermediul diferentei medii logaritmice de temperatura. Trebuie mentionat faptul ca diagrama din fig.2 a fost elaborata in conditii de temperaturi nominale ale agentilor termici si ar fi poate interesant de vazut cum arata diagrama din fig.2 si in alte conditii ale parametrilor de temperatura.

Daca ne intoarcem acum la fig.1, trebuie sa mentionam ca diagrama a fost stabilita in conditiile unui schimbator de caldura curat, fara depuneri de piatra pe circuitul primar sau secundar (acest lucru este valabil de altfel si in cazul diagramei din fig.2). In diagrama din fig.1 corelatia importanta este intre valoarea relativa (normata) a fluxului termic transferat si diferenta maxima de potential termic. Vom incerca in continuare sa vedem ce se intampla cu aceasta corelatie daca in simularea experimentală se introduce un strat de depunere de piatra pe suprafata de schimb de caldura.

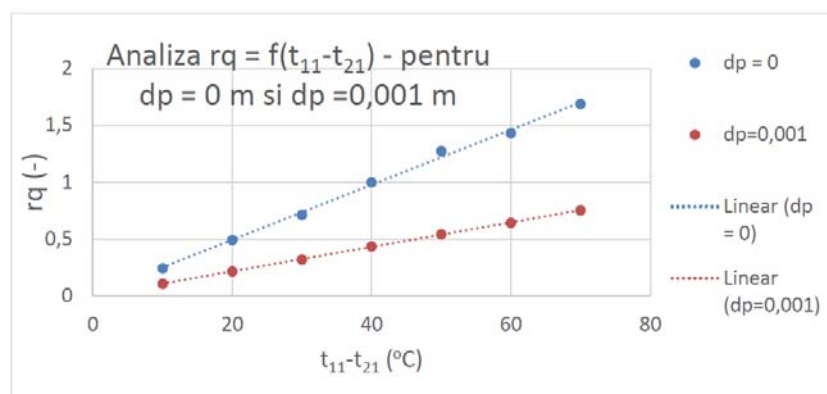


Fig.3

In fig.3 se prezinta comparativ situatia considerarii schimbatorului de caldura fara depunere de piatra (linia albastra) fata de situatia considerarii aceluiasi schimbator de caldura cu o depunere de piatra de 1 mm. Se observa o scadere importanta a performantelor energetice si gradul de scadere poate fi corelat cu grosimea stratului de depuneri de saruri de calciu. In acest fel poate fi condusa o cercetare axata pe identificarea starii constructiv-functionale a schimbatoarelor de caldura.

3. Concluzii

Pe baza simularilor de experimentare efectuate se pune in evidenta faptul ca modificarea parametrilor de temperatura la un schimbator de caldura conduce la modificarea fluxurilor termice transferate insa fara modificari notabile asupra coeficientilor globali de transfer termic. Corelatia de baza pusa in evidenta este o corelatie directa intre diferenta maxima de potential termic la schimbator si valoarea relativa (normata) a fluxului termic transferat.

Tot pe baza simularii regimurilor experimentale s-a pus in evidenta gradul de scadere al fluxului termic transferat datorita depunerilor de saruri de calciu pe peretii suprafetei de transfer termic a schimbatorului de caldura. Pe aceasta linie trebuie continuat in vederea stabilirii unor proceduri concrete de evaluare a starii existente a acestor echipamente.

Debitele de agent termic sunt parametrii foarte importanti care influenteaza in mod direct si indirect atat fluxul termic transferat cat si coeficientul global de transfer termic al schimbatorului.

Lista de Notatii

- t_{11} – temperatura agent termic primar - intrare schimbator de caldura, °C;
- t_{12} – temperatura agent termic primar - iesire schimbator de caldura, °C;
- t_{21} – temperatura agent termic secundar - intrare schimbator de caldura, °C;
- t_{22} – temperatura agent termic secundar - iesire schimbator de caldura, °C;
- t_{110} – temperatura calcul agent primar - intrare schimbator de caldura, °C;
- t_{120} – temperatura calcul agent primar - iesire schimbator de caldura, °C;
- t_{210} – temperatura calcul agent secundar - intrare schimbator de caldura, °C;
- t_{220} – temperatura calcul agent secundar - iesire schimbator de caldura, °C;
- t_{1m} – temperatura medie pe schimbator a agentului termic primar, °C;
- t_{2m} – temperatura medie pe schimbator a agentului termic secundar, °C;
- G_1 – debitul de agent termic primar, m²/s;
- G_2 – debitul de agent termic secundar, m²/s;
- G_{10} – debitul de calcul de agent termic primar, m²/s;
- G_{20} – debitul de calcul de agent termic secundar, m²/s;
- Δt_{ml} – diferenta medie logaritmica de temperatura, °C;

Δt_{m10} – diferenta medie logaritmica de temperature de calcul, °C;
 δt_1 – ecartul de temperatura - circuit primar schimbator de caldura, °C;
 δt_2 – ecartul de temperatura - circuit secundar schimbator de caldura, °C;
 δt_{10} – ecart temperature de calcul - circuit primar schimbator de caldura, °C;
 δt_{20} – ecart temperaturi de calcul - circuit secundar schimbator de caldura, °C;
 S – suprafata schimbatorului de caldura, m²;
 k – coeficientul de transfer termic global al schimbatorului, W/m².K;
 k_0 – coeficientul de transfer termic global al schimbatorului – valoarea de calcul, W/m².K;
 NTU – numarul de unitati de transfer termic al schimbatorului, -;
 NTU_0 - numarul de calcul de unitati de transfer termic al schimbatorului, -;
 y – raportul fluxurilor de entalpie, -;
 y_0 – raportul fluxurilor de entalpie – valoare de calcul, -;
 ε - eficienta schimbatorului de caldura, -;
 E – modulul termic al schimbatorului de caldura, -;
 ρ - densitatea agentilor termici, kg/m³;
 c – caldura specifica masica a agentilor termici, J/kg.K;
 λ - conductivitatea termica a agentilor termici, W/m.K;
 ν - vascrozitatea cinematica a agentilor termici, m²/s;
 a – difuzivitatea termica, m²/s;
 λ_p – conductivitatea termica a depunerilor de piatra, W/m.K;
 d_p – grosimea straturilor de depunere de piatra, m;
 d – distanta intre 2 placi consecutive ale schimbatorului, m;
 δ - lungimea caracteristica, m;
 α_1 – coeficientul de transfer termic convectiv pe circuitul primar, W/m².K;
 α_2 – coeficientul de transfer termic convectiv pe circuitul secundar, W/m².K;
 Re – criteriul Reynolds, -;
 Pr – criteriul Prandtl, -;
 Nu – criteriul Nusselt, -;
 $rk = k/k_0$ – raportul dintre valoarea curenta efectiva a coeficientului global de transfer de caldura si valoarea de calcul a lui, -;
 $rq = \Phi/\Phi_0$ – raportul dintre fluxul termic curent transferat si fluxul termic de calcul transferat, -;
 $rG = G/G_0$ – raportul dintre debitul curent de agent termic si debitul de calcul, -;

Bibliografie

[1] – Florin Iordache – Comportamentul dinamic al echipamentelor si sistemelor termice – ed. Matrixrom, 2008, Bucuresti;

Calculul coeficientului de rugozitate pentru un colector de canalizare în condiții de laborator*

Calculation of the rugozitance coefficient for a laboratory conditioning landscape collector

Elena IATAN, Daniela TEODORESCU, Alexandru IATAN,
Universitatea Tehnică de Construcții București, Romania

Rezumat:

Pentru conducte de canalizare de cele mai multe ori se utilizează valori ale coeficientului de rugozitate date de producătorul conductelor, valori care se referă la conducte noi, fără depuneri și care evacuează apă curată. Pentru calcule de proiectare ASCE recomandă o valoare a coeficientului de rugozitate din formula lui Manning egal cu 0,013 față de 0,010 care este o valoare tipică pentru conductele noi de canalizare. Lucrarea de față își propune să stabilească o procedură pentru a calcula coeficientul de rugozitate din formula lui Manning, în cazul curgerii apei curate peste o frontieră cu depuneri consolidate.

Cuvinte cheie: colector de canalizare, coeficient de rugozitate, viteza de frecare.

Abstract

Sewage pipelines are most often used with roughness coefficients given by the pipe manufacturer, values that refer to new pipelines without deposits and which evacuate clean water. For design calculations ASCE recommends a roughness coefficient value in the Manning formula equal to 0.013 vs. 0.010 which is a typical value for new sewer pipes. The present paper aims to establish a procedure for calculating the roughness coefficient in the Manning formula, in the case of the flow of clean water over a boundary with consolidated deposits.

Keywords: sewer collector, roughness coefficient, friction speed.

1. Introducere

Intr-un sistem unitar de canalizare colectoarele vor fi dimensionate pentru a transporta suma debitelor de apă uzată menajera și pluvială. În aceste condiții, în timp, debitele și concentrațiile sedimentelor transportate prezintă variații importante iar apariția depunerilor la nivelul frontierei curgerii este inevitabilă. Principalele efecte negative asociate depunerilor de sedimente sunt: diminuarea capacității de transport, creșterea rugozității la nivelul frontierei curgerii și implicit creșterea riscului de inundare. Ackers (1964) a observat prezența depozitelor de sedimente consolidate, în colectoare de canalizare în cazul în care erau respectate prescripțiile de proiectare relative la viteza minimă de autocurățire. Condiții similare au găsit Ashley (1992) și Verbank (1992). Ackers a măsurat adâncimea depozitelor de sedimente în sisteme

* Lucrare prezentată în cadrul Conferinței AIIR Timisoara, aprilie 2017

unitare de canalizare și a obținut valori între 25 mm și 300 mm pentru nisip și pietriș cu diametrul particulelor cuprins între 0,54 mm și 12 mm.

Lucrarea de față urmărește, în contextul unui studiu de laborator, o modalitate de evaluare a rugozității unei frontiere solide în lungul căreia curge apă curată iar la nivelul frontierei solide există particule sedimentare consolidate, aranjate într-o dispunere aleasă similar cu alte studii din literatura de specialitate [1]. Chiar dacă elementele de rugozitate sunt idealizate și rezultatele nu pot fi complet extrapolate la situațiile întâlnite în practică, cele mai multe dintre studiile raportate tratează curgeri peste rugozități artificiale, realizate în laborator. În Figura 1 este prezentată dispunerea elementelor de rugozitate aleasă pentru studiul de față. Elementele care se găsesc la frontiera curgerii sunt semisfere cu diametrul calibrat de 4,2mm. În lungul curgerii, raportul dintre distanța a 2 rânduri consecutive și înălțimea semisferei este egal cu 4,5.

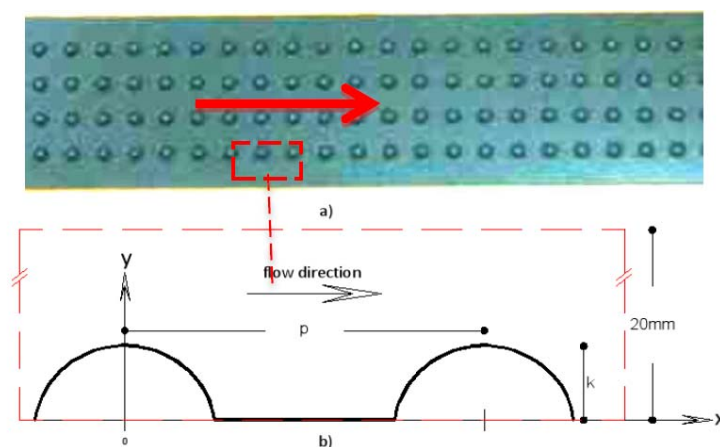


Figura 1. Dispunerea rugozităților artificiale 1a) vedere de sus, respectiv 1b) distanța între 2 rânduri consecutive pentru $p/k=4,5$. Curgerea apei este în sensul săgeții.

Coeficienții de rugozitate pot fi exprimați prin intermediul rugozității granulare echivalente, prin intermediul coeficientului Darcy–Weisbach sau utilizând coeficientul de rugozitate din formula lui Manning. Cei trei coeficienți sunt interschimbabili, odată ce unul dintre ei este cunoscut se pot obține valorile corespunzătoare celorlalți coeficienți. Datorită formei sale ușor de utilizat, relația lui Manning este foarte des implicată în criterii de proiectare pentru conducte de canalizare ce reprezintă curgeri cu suprafață liberă. De obicei, valoarea coeficientului de rugozitate este estimată și nu calculată, a se vedea spre exemplu [2] pentru valori ale acestui coeficient pentru diferite materiale din care sunt realizate conductele de canalizare. Anumite prescripții de proiectare, a se vedea spre exemplu [2], iau în considerare diferențele dintre condițiile de laborator și condițiile de instalare, rezultând o mărire cu 30% a coeficientului de rugozitate vis a vis de valorile comerciale prezentate. Coeficientul de rugozitate Manning este de așteptat să fie influențat și de mărimea și forma secțiunii conductei, alinierea imperfectă a tronsoanelor, etc.. Acești parametri nu sunt luați în calcul în lucrarea de față.

Se va calcula coeficientul de rugozitate în situația în care au apărut depuneri de sedimente pentru a vedea diferența față de cazul ideal în care un colector nou, fără

Calculul coeficientului de rugozitate pentru un colector de canalizare în condiții de laborator

depuneri, transporta apă curată. Pentru conductă de plexiglas curată și în aceleași condiții de debit, valoarea coeficientului de rugozitate este 0,010.

2. Calculul coeficientului de rugozitate din formula lui Manning

2.1. Modelul de laborator

Pentru calculul coeficientului de rugozitate din formula lui Manning se utilizează relația următoare:

$$n = \frac{R_h^{1/6} u_*}{\sqrt{g} U} \quad (1)$$

În relația (1) este coeficientul de rugozitate din formula lui Manning, este raza hidraulică, u_* este viteza de frecare, g este accelerația gravitațională iar cu U s-a notat viteza medie pe secțiunea curgerii.

Pentru determinarea parametrilor din relația (1) se utilizează un model de laborator având următoarele caracteristici: colectorul de canalizare este reprezentat de o conductă de plexiglas cu diametru interior = 144 mm, grosimea depunerilor de sedimente consolidate pe fundul conductei este de 7,5 mm, debitul de apă transportat 0,90 l/s, raza hidraulică stabilită prin măsurători este 0,0245 m, panta de montaj a conductei 0,5%, viteza medie pe secțiunea curgei a fost calculată împărțind debitul măsurat la aria secțiunii transversale curgerii și este egală cu 0,22 m/s. Ținând cont de datele prezentate mai sus singurul parametru necunoscut din relația (1) este în acest moment viteza de frecare. La nivelul modelului de laborator au fost realizate măsurări cu ajutorul tehnicii Particle Image Velocimetry (PIV). Aceasta reprezintă o metodă optică de investigare a curgerilor, mai precis a câmpurilor de viteză, 2D în cazul de față. Principalul avantaj față de alte tehnici de investigare a curgerilor (ex. LDV) este capacitatea sistemului PIV de a măsura un câmp întreg de viteze într-un singur pas. Pentru detalii despre tehnica de măsură a se vedea (Năstase și colegii, 2011). Campania de măsură PIV a fost realizată cu ajutorul unui sistem Dantec compus dintr-o cameră de înaltă sensibilitate FlowSense MKII 4M având o rezoluție de $4 \cdot 10^6$ *pixeli* și dintr-un laser Litron de 200mJ, ce produce un plan luminos cu lungimea de undă de 532nm. Frecvența de achiziție a sistemului este de 7.5Hz.

2.2. Calculul vitezei de frecare

Viteza de frecare se va calcula utilizând metoda extrapolării efortului Reynolds către frontiera curgerii. Această metodă a fost propusă pentru curgeri bidimensionale și se bazează pe observația că distribuția efortului Reynolds pe adâncimea curgerii este liniară. Pentru aplicarea acestei metode este necesar să dispunem de măsurători ale eforturilor Reynolds pe adâncimea curgerii studiate. Efortul la frontieră are o componentă laminară și o componentă datorată curgerii turbulente. Repartiția eforturilor (vâscos și turbulent) într-o curgere turbulentă, în regim permanent și uniform este prezentată de principiu în Figura 2.

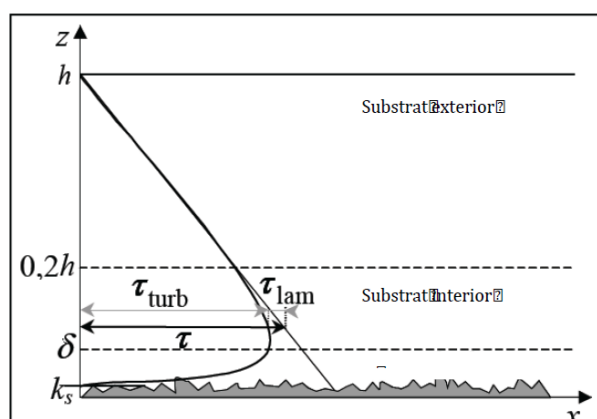


Figura 2. Distribuție teoretică a efortului pe adâncimea curgerii (figură preluată din Yalin 1977)

În Figura 2 se observă că deasupra substratului laminar efortul total este aproximativ egal cu τ_{turb} iar sub δ efortul total este aproximativ egal cu τ_{lam} . Pornind de la efortul total măsurat în substratul exterior, se va extrapola această variație a efortului către frontiera curgerii și se va obține astfel valoarea efortului la frontieră.

Extrapolând dreapta de interpolare din Figura 3 către $y/h=0$ se observa că intersecția acestei drepte cu axa y/h are loc în dreptul valorii covarianței $uv=0,00385$. Variația covarianței pe adâncimea curgerii este obținută în urma măsurărilor PIV utilizând fluctuațiile vitezei în lungul curgerii respectiv în direcția perpendiculară pe sensul curgerii.

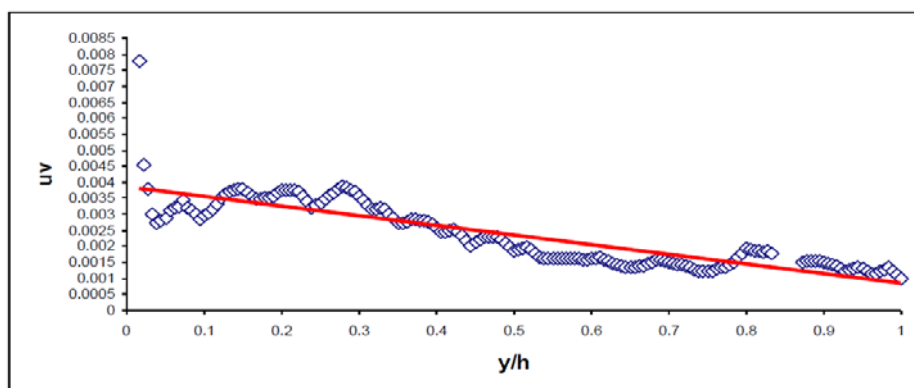


Figura 3. Distribuția covarianței pe adâncimea curgerii în cazul curgerii cu suprafața liberă peste semisfere dispuse ca în Figura 1. Profilul este obținut în punctul extrem al unei semisfere.

Se poate demonstra că există relația următoare ce leagă covarianța fluctuațiilor de viteză de viteza de frecare:

$$\overline{uv} = u_1^2 \left(1 - \frac{y}{h}\right) \quad (2)$$

Utilizând relația (2) se determină, pentru cazul studiat, valoarea vitezei de frecare egală cu:

$$u' = \sqrt{\overline{uv}} \quad (3)$$

Calculul coeficientului de rugozitate pentru un colector de canalizare in conditii de laborator

rezultând și se va calcula valoarea coeficientului de rugozitate din formula lui Manning utilizând relația (1). In Tabelul nr. 1 sunt centralizate caracteristicile colectorului de canalizare din laborator.

Tabelul nr.1.

Caracteristici hidraulice si geometrice ale modelului de laborator

PARAMETRUL CONSIDERAT	MODEL
S (pantă conductă, m/m)	0,005
PARAMETRUL CONSIDERAT	MODEL
Di (mm)	144
Numărul Froude (-)	0,44
Rh (m)	0,0245
U (m/s)	0,22
u_* (viteza de frecare, m/s)	0,062
Numărul Reynolds (-)	5400
Q (l/s)	0,9
ν (vâscozitatea cinematică a apei)	0,000001004
n (coeficientul de rugozitate din formula lui Manning)	0,0196

3. Concluzii

Lucrarea de fata își propune sa stabilească o procedura pentru a calcula coeficientul de rugozitate din formula lui Manning, in cazul curgerii apei curate peste o frontiera cu depuneri consolidate. Se utilizeaza o tehnica de masura PIV pentru a obtine distributia pe adancimea curgerii a efortului Reynolds. Aceasta distributie este utilizata pentru a calcula viteza de frecare si ulterior coeficientul de rugozitate. Pentru conducta de plexiglas curata si in aceleași condiții de debit, valoarea coeficientului de rugozitate este 0,010. Pentru curgerea apei curate peste semisfere calibrate avand diametrul 4,2mm si pentru raportul $p/k=4,5$ se obtine valoarea coeficientului de rugozitate 0,0196.

Bibliografie

- [1]. Martin Agelinchaab, Mark F. Tachie, Open channel turbulent flow over hemispherical ribs, 2006, International Journal of Heat and Fluid Flow 27 1010-1027, Elsevier.
 [2] Bloodgood D. E., Bell J. M., Manning's coefficient calculated from test data, Journal (Water Pollution Control Federation) Vol. 33, No. 2 (Feb., 1961), pp. 176-183 1961. [3] Amina Meslem, M El Hassan, Ilinca Nastase, Analysis of jet entrainment mechanism in the transitional regime by time-resolved PIV, Journal of Visualization, Volume 14, Issue 1, pages 41-52, Springer-Verlag.

INFORMATION FOR AUTHORS

- For the works proposed for publication in the Romanian Journal of Civil Engineering, there are no costs for the author to analyze the manuscript and / or publish the article
- The publication of the article is conditional on its analysis in a peer-review process, as mentioned at <http://www.rric.ro/etica.php>; the author is required to participate in the peer-review process
- The article proposed for publication in the Romanian Journal of Civil Engineering has not been published and can no longer be published in another journal. If portions of content overlap with published content or for publication in another journal, the author must recognize and quote these sources
- Send to publish of an article implies that the study described in the article is original and does not infringe copyright. In the necessary circumstances, the author has to recognize and quote content reproduced from other sources after having previously obtained permission to reproduce the required content from other sources
- If there are more than one author, the content of the article is known and approved by all authors who contributed to writing the article and / or performing the research described in the paper
- All authors of an article should make a significant contribution to its writing
- The proposed article for publication will contain bibliographical references, as well as references to financial support, if any
- In the event of an error being reported in the paper after its publication, the author is required to cooperate with the Editorial Board and the publisher to publish an errata, an addendum, a corrigendum notice, or to withdraw the work if this is considered necessary.

At http://www.rric.ro/template/rric_template.doc there is the template where the proposed article should be sent for publication; the article is sent by email to office@matrixrom.ro or uploaded directly from the journal's website <http://www.rric.ro/autori.php>.

INFORMAȚII PENTRU AUTORI

- Pentru lucrările propuse spre publicare în Revista Română de Inginerie Civilă nu există costuri ale autorului pentru analiza manuscrisului și/sau pentru publicarea articolului
- Publicarea articolului este condiționată de analiza acestuia într-un peer-review proces, așa cum este menționat la <http://www.rric.ro/etica.php>; autorul este obligat să participe la procesul de peer-review
- Articolul propus pentru publicare în Revista Română de Inginerie Civilă nu a mai fost și nu mai poate fi publicat într-o altă revistă. Dacă porțiuni de conținut se suprapun cu conținut publicat sau trimis spre publicare la o altă revistă, autorul trebuie să recunoască și să citeze aceste surse.
- Trimiterea către publicare a unui articol implică faptul că studiul descris în articol este original și nu încalcă drepturile de autor. În situațiile necesare autorul trebuie să recunoască și să citeze conținutul reprodus din alte surse, după ce a obținut anterior permisiunea de a reproduce conținutul necesar din alte surse.
- În cazul în care există mai mulți autori, conținutul articolului este cunoscut și aprobat de toți autorii care au contribuit la scrierea articolului și/sau la realizarea cercetării descrise în lucrare.
- Toți autorii unui articol trebuie să aibă o contribuție semnificativă la elaborarea acestuia
- Articolul propus pentru publicare va conține referințe bibliografice, precum și mențiuni referitoare la suportul financiar, dacă este cazul
- În cazul semnalării unor erori în lucrare, după publicarea acesteia, autorul este obligat să coopereze cu Colegiul Editorial și cu editura pentru a publica o erată, o addendum, o notificare de corrigendum sau pentru a retrage lucrarea, în cazul în care acest lucru este considerat necesar.

La adresa http://www.rric.ro/template/rric_template.doc se găsește formatul (template) în care trebuie trimis articolul propus pentru publicare; articolul se trimite prin email la adresa office@matrixrom.ro sau se încarcă (upload) direct din website-ul revistei, secțiunea pentru autori <http://www.rric.ro/autori.php>.

REVISTA ROMÂNĂ DE INGINERIE CIVILĂ INCLUDE ARTICOLE DIN URMĂTOARELE DOMENII

ROMANIAN JOURNAL OF CIVIL ENGINEERING INCLUDE ARTICLES FROM THE FOLLOWING AREAS

- | | |
|--|---|
| . Mecanica structurilor | . Mechanics of structures |
| . Inginerie seismică și siguranța construcțiilor | . Seismic engineering and construction safety |
| . Inginerie urbană și dezvoltare regională | . Urban engineering and regional development |
| . Construcții civile | . Civil buildings |
| . Căi de comunicații, poduri și tunele | . Communication ways, bridges and tunnels |
| . Căi ferate | . Railways |
| . Drumuri și aeroporturi | . Roads and airports |
| . Construcții din beton armat | . Reinforced concrete buildings |
| . Construcții metalice | . Metal constructions |
| . Geotehnică și fundații | . Geotechnics and foundations |
| . Alimentări cu apă și canalizare | . Water supply and sanitation |
| . Tratarea apei | . Water treatment |
| . Epurarea apelor uzate | . Wastewater treatment |
| . Construcții hidrotehnice | . Hydro construction |
| . Îmbunătățiri funciare | . Land improvements |
| . Hidraulică și mecanica fluidelor | . Hydraulics and Fluid Mechanics |
| . Hidrologie, hidrogeologie și gospodărirea apelor | . Hydrology, hydrogeology and water management |
| . Protecția mediului în inginerie civilă | . Environmental protection in civil engineering |
| . Instalații pentru construcții | . Building services |
| . Management în construcții | . Construction Management |
| . Calitatea mediului interior | . Indoor environmental quality |
| . Acustica clădirilor și a instalațiilor | . Acoustic of buildings and installations |
| . Energetica clădirilor și instalațiilor | . Energy of buildings and installations |
| . Geodezie, fotogrammetrie, cartografie | . Geodesy, photogrammetry, cartography |
| . Termotehnică | . Thermotechnics |
| . Mașini și utilaje pentru construcții | . Constructions machinery |
| . Mecanică tehnică și vibrații | . Technical mechanics and vibrations |
| . Electrotehnică | . Electrotechnics |
| . Ingineria calității | . Quality engineering |
| . Științe fundamentale în inginerie civilă | . Fundamental science in civil engineering |