

ASOCIAȚIA INGINERILOR DE INSTALAȚII DIN ROMÂNIA

REVISTA DE INSTALAȚII

sanitare, încălzire, ventilare, climatizare, frig, electrice, gaze

**Soluțiile noastre
eficiente pentru
confortul
dumneavoastră.**



Performanțe deosebite, costuri minime, fiabilitate dovedită:
Aflați mai multe la: www.wilo.ro



Proiectăm, producem și
implementăm sisteme
de instalații ca la carte™

proiectăm



producem soluții complete pentru instalații de ventilație și climatizare

VentClima Rectangular - sistem complet de tubulatură și fittinguri cu secțiune rectangulară

VentClima Circular - sistem complet de tubulatură și fittinguri cu secțiune circulară, cu garnitură de etanșare

ThermClima - sistem complet de coșuri și canale de fum din inox

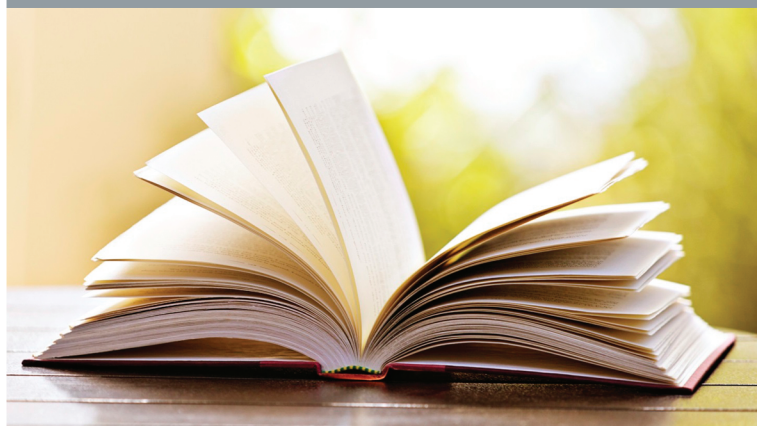
IzomClima - sistem complet de protecție mecanică a izolației

Accesorii VentClima - clapeți de reglaj, atenuatoare de zgomot, racorduri elastice, cutii de plenum, grile de exterior

Tablouri electrice de forță și automatizare, sisteme BMS



implementăm



Ca la carte™

CLIMA THERM CENTER S.R.L.
Șos. Păcurari Nr. 139, Iași, România
+40.232.272.700



Studiem ce spune cartea,
perfecționăm prin practică,
inovăm și rescriem continuu
cartea instalațiilor.



ASOCIAȚIA INGINERILOR DE INSTALAȚII DIN ROMÂNIA - AIIR

FACULTATEA DE INGINERIE A
INSTALAȚIILOR
Bd. Pache Protopopescu nr. 66
sector 2, București, România
tel.: 0722 35 12 05
email: liviuddumitrescu@gmail.com

I.S.S.N. 2457 - 7456
I.S.S.N. - L 2457 - 7456

EDITOR:
MATRIX ROM

C.P. 16 - 162
062510 - BUCUREȘTI
tel.: 0214 113 617,
fax: 0214 114 280

REDACTOR ȘEF:
Președinte AIIR
Acad. prof. onor. dr. ing. d.h.c.
LIVIU DUMITRESCU

REDACTOR ȘEF ADJUNCT:
Director exec. AIIR
ing. CEZAR RIZZOLI

RECENZORI ȘTIINȚIFICI:
Prof. dr. ing. SORIN BURCHIU
Prof. dr. ing. THEODOR MATEESCU
Prof. dr. ing. ADRIAN RETEZAN
Prof. dr. ing. OCTAVIA COCORA
Prof. dr. ing. FLORIN IORDACHE
Conf. dr. ing. CĂTĂLIN LUNGU
Prof. dr. ing. STAN FOTĂ
Prof. dr. ing. EUGEN VITAN

TEHNOREDACTARE COMPUTERIZATĂ
CRISTINA CHIVĂRAN

GRAFICĂ COMPUTERIZATĂ
MIHAI CHIVĂRAN

CUPRINS

EDITORIAL

- 4 Cuvânt înainte

REABILITARE - MODERNIZARE

- 6 Reabilitarea instalațiilor interioare la clădirile monument istoric

PERFORMANȚA ENERGETICĂ

- 10 Performanța energetică a clădirilor și indicele de emisii echivalent CO₂

VENTILARE - CLIMATIZARE

- 15 Daikin lansează o nouă soluție mini VRV compactă
16 Unele comentarii privind ventilarea incintelor cu public

PROTECȚIA LA INCENDIU

- 21 Detecția integrată și precisă a incendiilor în doar câteva secunde

TEHNOLOGII

- 22 Efficient Process Integration and Cooling & Heating Energy Performance of Supercritical CO₂ Heat Pumps

CERCETARE

- 30 Consumul de energie controlat prin amprenta de carbon

NOUTĂȚI EDITORIALE

- 33 Prezentarea cărții "Treapta biologică de epurare a apelor uzate"

REGLEMENTĂRI

- 34 Neconformități la transpunerea reglementărilor privind contorizarea individuală a consumatorilor finali de energie termică din Directiva 2012/27/UE în legislația națională

CUVÂNT ÎNAINTE,



Au trecut, ca ieri, 38 de ani din ziua în care, discutând cu Directorul General al ICCPDC, ing. Valeriu Cristescu despre Revista Construcții, am aflat că în luna iulie revista ajunsese abia la numărul 3 din acel an. De ce este o așa de mare întârziere în apariția revistei?, am întrebat.

Domnule Dumitrescu (evitam între noi apelativul de tovarășe) mi-a răspuns Domnule Director General Valeriu Cristescu, cea mai mare greutate în apariția unei reviste tehnice este aceea de a obține articole de specialitate, care să prezinte interes. Mă bazez în special pe cercetătorii de la INCERC, dar și de la ei obțin articole cu mare dificultate.

Dați-mi un număr de revistă să vă arăt că pentru instalații pot obține câte articole am nevoie.

Sunt de acord să vă dau numărul 9 al Revistei Construcții ca să-l faceți cu caracter experimental și dacă dovediți că puteți face un număr de calitate, vă ofer patru numere pe an, câte unul pe fiecare trimestru.

Și astfel a apărut primul număr experimental de instalații în cadrul Revistei Construcții, numărul 9/1978.

Începând cu anul 1979, în cadrul Revistei Construcții a apărut trimestrial – Număr Special de Instalații.

M-am uitat la Colectivul de lucru pentru numărul special de instalații și nu pot să nu-i menționez pe: Dr. ing. Liviu Dumitrescu, redactor responsabil, Ing. Victor Voinescu, redactor responsabil adjunct, Ing. Alexandru Cimpoea, Șef. lucr. ing. Gheorghe Duță, Conf. dr. ing. Constantin Ionescu, Prof. dr. ing. Nicolae Niculescu, Ing. Achile Petrescu.

Am recitit cu o deosebită plăcere câteva din articolele publicate în urmă cu 38 de ani și pot afirma că erau articole de calitate și foarte actuale și astăzi.

Se publicau articole privind realizări importante în domeniul instalațiilor, lucrări de studiu și cercetare, apariția de noi prescripții tehnice, conferințele de instalații care în anul 1979 au ajuns la a XIII-a ediție și alte realizări din domeniu.

În anul 1982, pe la jumătatea anului, am fost anunțat de un funcționar de la CNST, că din partea CC-PCR, au primit dispoziția să reducă numărul revistelor tehnice la jumătate și că a fost scos din publicații Numărul Special de Instalații al Revistei Construcții.

Am apelat la ministrul Mihai Florescu și la ministrul secretar de stat Gheorghe Cioară, care mi-au răspuns că ei nu răspund de apariția revistelor, dar îmi pot face intrarea la ministrul de la CNST Teoreanu.

În loc să primesc un sprijin, mi-a făcut teoria că el personal, fiind specialist în materiale ceramice, nu simte nevoia unei

reviste de materiale ceramice, Revista Materiale de Construcții fiind suficientă pentru a trata și materialele ceramice.

Mi-am jurat în barbă că voi scoate o revistă de instalații cu ori ce preț.

M-am întâlnit cu dir. general Valeriu CRISTESCU și l-am convins din nou să-mi dea 4 numere din Revista Construcții și astfel a apărut CONSTRUCȚII NUMĂR SPECIAL INSTALAȚII ÎN CONSTRUCȚII.

Lucrurile au mers foarte bine până în anul 1993, când redacția revistei m-a anunțat că nu mai au fonduri și nu mai pot scoate revista.

Am dat sfârșit în țară că sunt în căutarea unui director de revistă și nu a durat mult până ce Victor VOINESCU m-a anunțat că a găsit ce căutam și chiar a doua zi a venit la mine cu un inginer Doru PETRESCU, care s-a arătat dispus să scoatem o revistă.

Am convenit cu Doru PETRESCU să-i asigur articolele necesare și el să scoată revista. Am perfectat cu Doru PETRESCU contractul de scoatere a unei reviste cu „O SINGURĂ STRĂNGERE DE MÂNĂ”.

Și astfel a apărut revista INSTALATORUL.

Nu vreau să intru în detalii, dar trebuie să menționez că Doru PETRESCU a reușit să facă un parteneriat cu o firmă editorială austriacă BOHMAN și astfel Revista INSTALATORUL a putut să apară fără întrerupere 23 de ani, până într-o zi, căci toate lucrurile se întâmplă într-o zi, când Doru PETRESCU mi-a spus: Domnule Dumitrescu sunt aproape doi ani de când revista merge în pierdere.

Abonamentele s-au redus la câteva sute, iar reclamele s-au redus până la 10 % din cât aveam în urmă cu 10 ani. Nu mai pot respecta contractul avut cu dumneavoastră „printr-o singură strângere de mână”.

Nu am cuvinte să-i mulțumesc lui Doru PETRESCU pentru tot ce a făcut pentru revistă în cei 23 de ani de apariție. Îi port o stimă deosebită și dacă ar trebui să-i număr pe toți cei care în decursul timpului au sprijinit asociația, Doru PETRESCU face parte din primii zece.

Încă o dată „Doru PETRESCU îți mulțumesc din suflet pentru sprijinul acordat Asociației Inginerilor de Instalații din România, prin susținerea apariției Revistei INSTALATORUL timp de 23 de ani !”.

De nenumărate ori am declarat, ca fondator al revistelor de instalații, că acestea nu pot să dispară. Dacă am putut să editez revistele de instalații chiar în vremurile cele mai vitrege, ca cele din 1982, astăzi nu se poate să nu apară chiar dacă ar trebui să le edităm noi, membrii AIIR.

Dar lucrurile nu sunt chiar așa de negre, Asociația Inginerilor de Instalații din România, are posibilitate să editeze o revistă.

Consiliul Director al AIIR, a hotărât editarea unei noi reviste „REVISTA DE INSTALAȚII”.

Începând din anul 2015, din luna octombrie, a apărut numărul 1/2015, și în luna ianuarie 2016 numărul 2/2015

al „REVISTEI DE INSTALAȚII” care împlinește 38 de ani de apariție. Dar și la acest nou început Doru PETRESCU a fost de acord ca primul număr al REVISTEI DE INSTALAȚII să apară ca număr pilot în numai 30 de exemplare, preluând numărul 4-5 al Revistei INSTALATORUL.

Urmează ca începând din 2016, REVISTA DE INSTALAȚII, să apară într-un număr de cca. 100 de exemplare suport hârtie și să poată fi accesată on-line pe situl AIIR www.aiiro.ro. Membrii AIIR după plata cotizației vor primi o parolă de logare la pagina web AIIR, pentru accesarea REVISTEI DE INSTALAȚII.

Ce ne propunem să cuprindă REVISTA DE INSTALAȚII, pentru a fi mai atractivă și deci mai căutată?

În primul rând doresc să se cuprindă în paginile revistei mai multe date despre VIAȚA ASOCIAȚIEI, acțiuni și măsuri întreprinse pentru creșterea prestigiului asociației, pentru creșterea calității activității de proiectare, execuție și exploatare în domeniul instalațiilor.

În al doilea rând doresc să întreprindem o consultare mai amplă a membrilor AIIR, pentru a cunoaște ce anume doresc să apară în paginile REVISTEI DE INSTALAȚII.

În al treilea rând consider că trebuie să ne preocupăm în mai mare măsură de implicarea tinerilor ingineri în activitatea asociației, pentru a putea să predăm ștafeta activității.

Nu în ultimul rând, este necesar să facem o mai mare publicitate acțiunilor întreprinse de AIIR, pentru activitatea

de autorizare și de certificare profesională a operatorilor din domeniul instalațiilor.

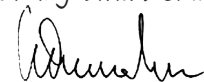
Consider că este necesar să reapară POȘTA REDACȚIEI și să inițiem un dialog mai amplu între conducerea AIIR și membrii asociației, pentru a cunoaște care sunt problemele ce se cer a fi rezolvate.

Sunt de părere că ar fi util să se publice unele articole din primele numere ale revistelor de instalații, spre a vedea de unde am plecat și unde am ajuns în domeniul instalațiilor.

Aștept sugestii ale cititorilor la rubrica POȘTA REDACȚIEI, pentru alte domenii care să fie abordate în paginile REVISTEI DE INSTALAȚII.

„UREZ SUCCES DEPLIN REVISTEI DE INSTALAȚII !”

PREȘEDINTE AIIR
REDACTOR ȘEF al REVISTEI DE INSTALAȚII
Prof. onor. dr. ing. Liviu DUMITRESCU



Membru al Academiei Central Europene
de Știință și Artă
Doctor Honoris Causa al: UTCBucurești,
UPTimișoara, UTCIuj Napoca

În perioada 12 - 14 octombrie 2016

va avea loc la SINAIA

A 51-a CONFERINȚĂ INSTALAȚII Instalații pentru începutul mileniului III

organizată de: ASOCIAȚIA INGINERILOR DE INSTALAȚII DIN ROMÂNIA,
în colaborare cu SOCIETATEA DE INSTALAȚII ELECTRICE ȘI
AUTOMATIZĂRI DIN ROMÂNIA

Deschiderea și lucrările Conferinței vor avea loc la Cazinoul din Sinaia.

În cadrul acestei conferințe se vor prezenta referate de sinteză referitoare la creșterea performanței energetice a clădirilor și a instalațiilor aferente.

- Prevederile Legii nr. 372 privind performanța energetică a clădirilor.
- Măsuri de reabilitare termică a clădirilor și instalațiilor aferente, activitatea de auditare energetică.
- Contorizarea sistemelor de încălzire și de alimentare cu apă rece și caldă la clădirile de locuit.
- Autorizarea specialiștilor de instalații, măsuri pentru asigurarea calității în proiectare, execuție și exploatare.
- Utilizarea energiei solare și geotermale pentru încălzirea și prepararea apei calde de consum în clădirile civile.

În cadrul conferinței se vor organiza mese rotunde cu teme de importanță deosebită, la care vor participa personalități din domeniul instalațiilor din țară și din străinătate.

Firmele participante vor putea prezenta referate privind echipamentele, materialele, sistemele și serviciile oferite.

Cu ocazia Conferinței de Instalații se va organiza la Cazinoul din Sinaia o expoziție de materiale și echipamente pentru instalații.

Pentru relații suplimentare:

Asociația Inginerilor de Instalații din România,
Secretariatul General ARTECNO, Șos. Mihai Bravu nr. 110, Bl. D2, Sc. B,
Ap. 64, Sector 2, Cod: 021332, București;
Tel: 021-2524840; 0722/351.295; 0744/339.608;
e-mail: liviuddumitrescu@gmail.com; instalatorul@artecno.ro
Președinte: Prof. onor. dr. ing. Liviu DUMITRESCU

Societatea de Instalații Electrice și Automatizări
din România
Tel: 021-252.48.34; 252.42.80/160;
e-mail: siear@instal.utcb.ro;
Președinte executiv SIEAR:
Prof. univ. dr. ing. Niculae MIRA



Reabilitarea instalațiilor interioare la clădirile monument istoric

Cătălin POPOVICI - Universitatea Tehnică "Gh.Asachi" Iași, Facultatea de Construcții și Instalații,
Departamentul Ingineria Instalațiilor,
Cătălin IMBREA – Clima Therm Center Iași

În România sunt înregistrate un număr important de clădiri monument istoric care servesc funcțiuni diferite. Realizarea corectă a intervențiilor de reabilitare a clădirilor istorice trebuie să respecte principiile conservării și restaurării monumentelor istorice dar și necesitatea utilizării contemporane a acestora. Reabilitarea instalațiilor interioare la clădirile monument istoric trebuie să respecte aceleași principii. Este posibil?

Clima Therm Center Iași răspunde la această întrebare din perspectiva executantului lucrărilor de instalații interioare la Teatrul Național "Vasile Alecsandri" Iași.

Consolidarea și restaurarea clădirii Teatrului Național "Vasile Alecsandri" Iași este unul dintre cele mai importante și mai frumoase proiecte ale municipiului Iași (fig. 1). Clima Therm Center Iași a participat la realizarea instalațiilor termice, de ventilație și climatizare, electrice, sanitare, inclusiv instalația de sonorizare și iluminat scenă. Toate tipurile de instalații specifice unui asemenea obiectiv au avut particularități, istorii și bineînțeles compromisuri. Avem nevoie de multe pagini pentru a așterne măcar o parte din experiențele acestei frumoase lucrări. Ne rezumăm la prezentarea particularităților instalației de ventilație și climatizare pentru Corpul 1, pentru care Clima Therm Center Iași a avut o contribuție esențială.

Un avantaj esențial al acestei lucrări a fost proiectul inițial al instalației de încălzire și ventilație, ce a fost întocmit în 1896, la Paris, de către Frații Koerting, care au prevăzut încălzirea cu aer cald combinată cu ventilația mecanică, inclusiv aportul de aer proaspăt care parcurgea o cameră cu un bazin cu apă unde se realiza umidificarea și parfumarea acestuia.

După reproiectare, în conformitate cu precizările din literatura de specialitate, soluția propusă este multizonală, clădirea fiind împărțită în trei zone, respectiv trei sisteme a



Fig.1 Sala Teatrului Național "Vasile Alecsandri" Iași - după restaurare

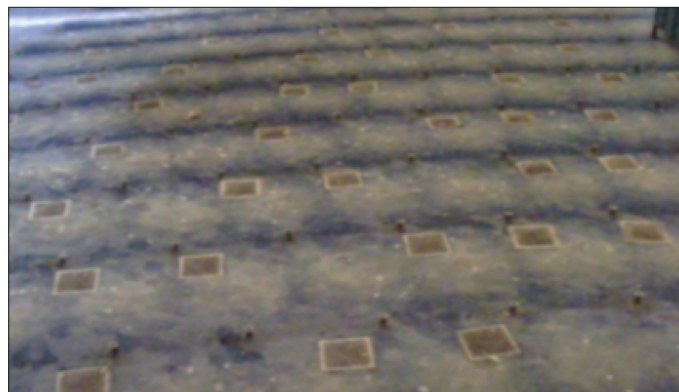


Fig.2 Grile de introducere amplasate pe camera de distribuție a aerului sub pardoseala stalului - înainte de restaurare



Fig.3 Grile de introducere amplasate pe camera de distribuție a aerului sub gradenele balconului - înainte de restaurare

căror utilizare nu este niciodată simultană, așa cum se prezintă în tabelul 1.

Deciziile esențiale ale acestui proiect sunt:

- În vederea încălzirii, răcirii și controlul umidității sunt dimensionate șase centrale de tratare a aerului;
- Se utilizează o mare parte din elementele existente, respectiv camera de distribuție a aerului montată sub pardoseala stalului (fig.2) și sub gradenele balconului (fig.3) care se vor termoizola;

REABILITARE - MODERNIZARE

Tabelul 1

Componența sistemelor de tratare a aerului			
Sistem	Destinație	Introducere	Evacuare
Sistemul 1	Stal	CTA 1 - debit de aer 14.000 m ³ /h, amplasare la demisol, funcționare cu aport de aer proaspăt 100 % în timpul spectacolelor și 50 % când sala nu este ocupată. Se utilizează camera de distribuție existentă, goluri existente și se înlocuiesc grilele.	Două ventilatoare de aer de tip turelă de ventilație amplasate pe clădire având debitul unitar de 11500 m ³ /h la o presiune disponibilă de 150 Pa. Se pastrează cele 11 guri de aspirație amplasate pe tavan.
	Loje	Alimentare din CTA 1, se folosesc canalele de zidărie și golurile existente, se înlocuiesc grilele	
	Balcoane	CTA 5.6 - debit de aer 7.000 m ³ /h, amplasare în pod, funcționare cu aport de aer proaspăt 100 % în timpul spectacolelor. Se utilizează camera de suprapresiune de sub gradene, goluri existente și se înlocuiesc grilele.	
	Fosă orchestră	CTA 2 – debit de aer - 2.000 m ³ /h, amplasare în fosă, funcționare cu aport de aer proaspăt 100 % în timpul spectacolelor. Sistem de introducere nou.	
Sistemul 2	Turn scenă	CTA 3 – debit de aer - 4000 m ³ /h, amplasare la demisol, funcționare cu aport de aer proaspăt 100 % în timpul spectacolelor. Sistem de introducere nou.	Două ventilatoare de evacuare de tip turelă amplasate pe acoperiș având debitul de 2000 m ³ /h la o presiune disponibilă de 100 Pa. Sistem de evacuare nou.
Sistemul 3	Foyer și spații adiacente	CTA 4 - debit de aer: 7.000 m ³ /h, amplasare la demisol, funcționare cu aport de aer proaspăt 100 %. Se folosesc canalele de zidărie și golurile existente, se înlocuiesc grilele.	Ventilator de evacuare amplasat în demisol având debitul de 7000 m ³ /h la o presiune disponibilă de 230 Pa. Sistem de evacuare nou.

• Canalele de transport ale aerului tratat verticale se vor monta în elementele de construcție pe actualul amplasament al canalelor din zidărie (fig.4) iar cele orizontale se vor monta la plafonul subsolului, respectiv în podul clădirii;

• Toate elementele ornamentale de mascare a gurilor de introducere (fig.5, fig.6) se vor păstra, cu excepția celor degradate care se vor reproduce identic din aceleași materiale cu originalele. Se păstrează cele 11 grile din plafonul sălii cu rol de aspirație (fig.7);

• Având în vedere importanța esteticii obiectivului, prin păstrarea amplasamentului canalelor, se impune realizarea

tuturor lucrărilor de instalații în concordanță cu lucrările de consolidare și restaurare a lucrărilor de construcții.

În fig.8 este prezentată schema funcțională a instalației de ventilație și climatizare pentru sală, iar în fig.9 o secțiune transversală.

Utilizarea canalelor din zidărie existente, a golurilor și grilelor existente, respectiv limitarea dimensiunilor canalelor de ventilație din constrângerea păstrării elementelor de arhitectură, au însemnat multe variante constructive dar și discuții/negocieri cu toate specialitățile implicate în proiect, în mod special arhitectura. Soluția finală s-a adoptat odată



Fig.4 Canale verticale practicate în zidărie – înainte de restaurare



Fig.5 Grile de introducere montate în pereții despărțitori ai lojelor – înainte de restaurare

REABILITARE - MODERNIZARE

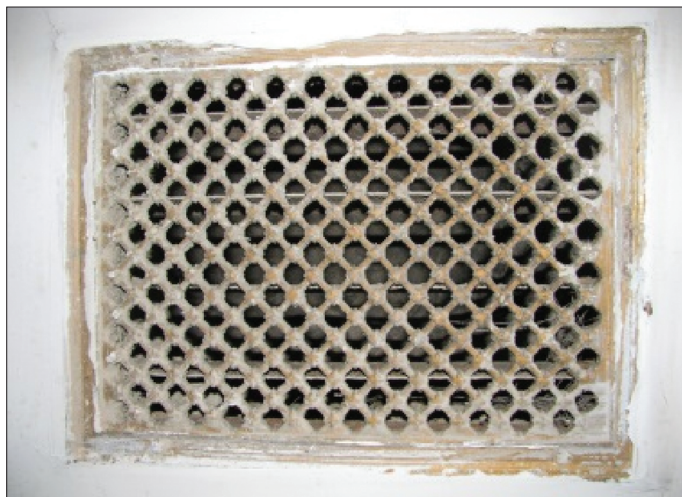


Fig.6 Grilă decorativă – înainte de restaurare



Fig.7 Grile de aspirație în plafonul sălii

cu verificarea parametrilor de funcționare prin simulare cu programe de calcul specializate, respectiv ANSYS 13.0, în varianta sală ocupată, neocupată sau în situația de pauză. S-a realizat geometria sălii, s-au determinat valorile parametrilor de funcționare și s-au trasat profile de temperaturi (fig.10), profilele vitezelor la diferite înălțimi (fig.11), vectorii vitezelor (fig.12) dar și vizualizarea umidității relative (fig.13). Aceste forme grafice s-au utilizat pentru înțelegerea și interpretarea rezultatelor. Au fost numeroase cazuri când s-au cerut dimensiuni mai mari ale canalelor de tubulatură și ale grilelor iar aceste cerințe au fost argumentate cu rezultatele oferite de programul ANSYS 13.0. Dimensiunile instalației de ventilare au fost și vor rămâne o discuție veșnică între proiectantul de instalații și arhitect, mai ales în cazul clădirilor monument istoric, însă folosirea argumentelor trasate grafic de un program de calcul specializat va duce la rezolvarea problemelor în scopul

funcționării instalațiilor la parametri proiectați.

CONCLUZII

Reabilitarea instalațiilor de ventilare și condiționare la Teatrul Național "Vasile Alecsandri" Iași, în mod particular și reabilitarea instalațiilor la o clădire monument istoric, au avut în vedere:

- Păstrarea elementelor arhitecturale ale clădirii și adaptarea proiectării pentru lucrările de specialitate conform condițiilor existente;
- Limitarea dimensiunilor canalelor de ventilare din constrângerea păstrării elementelor de arhitectură;
- Utilizarea în mare măsură a elementelor principale ale instalației de ventilație existente (canale din zidărie înglobate în elementele clădirii, gurile și grilele ornamentale existente);

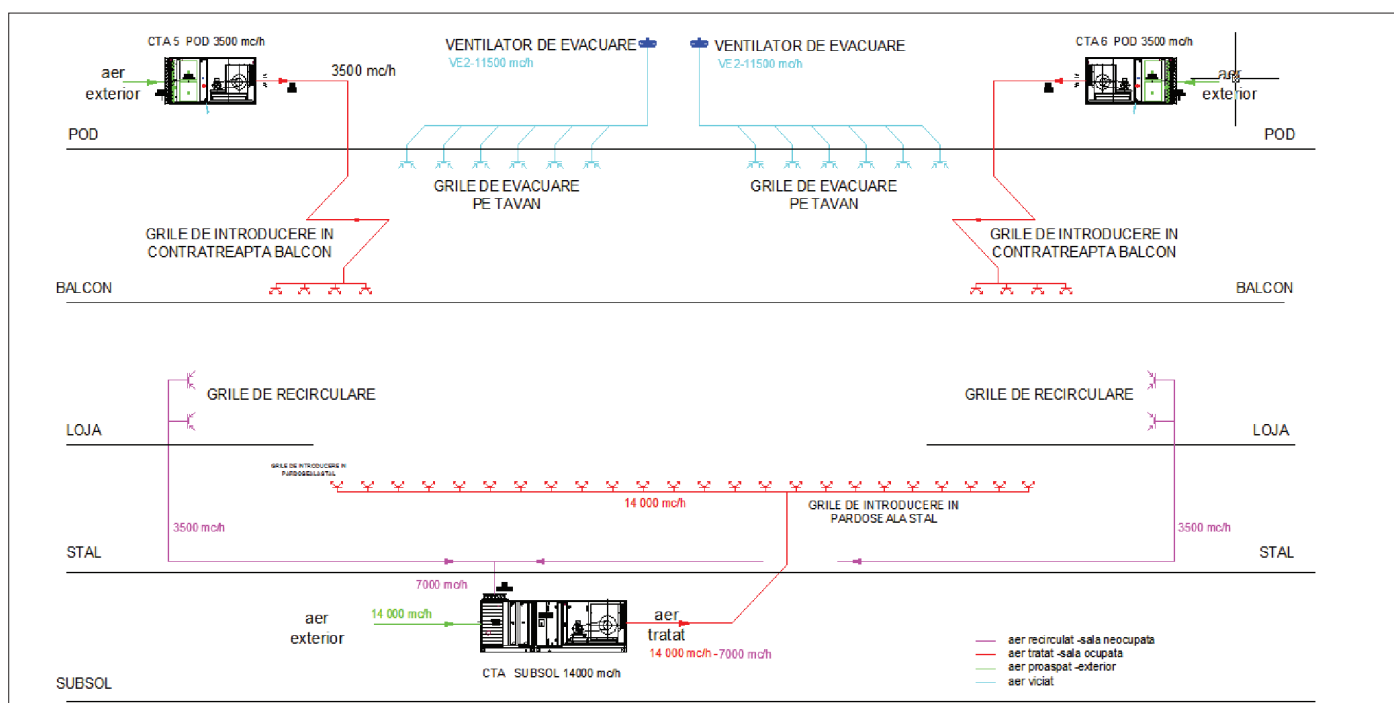


Fig. 8 Schema funcțională a instalației de ventilare și climatizare pentru sală

REABILITARE - MODERNIZARE

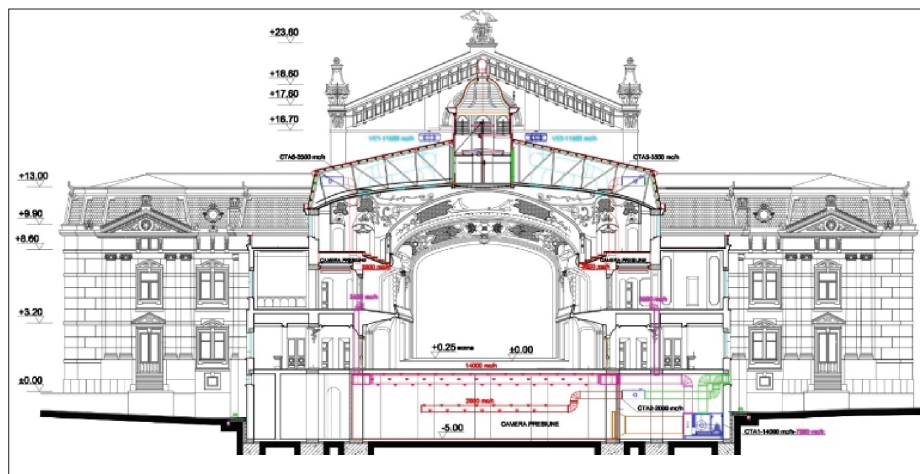


Fig. 9 Secțiune transversală

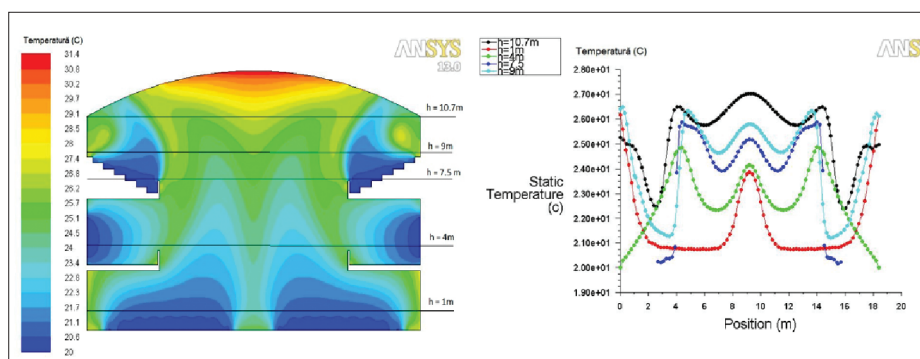


Fig. 10 Profile de temperaturi – Secțiune transversală în cazul în care sala este ocupată

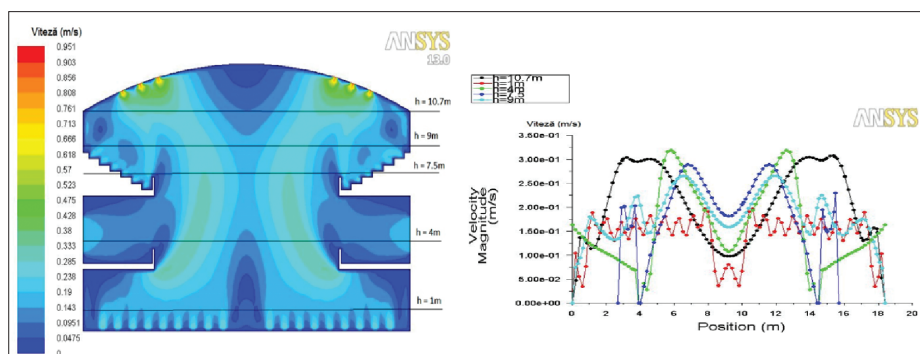


Fig. 11 Profile de viteze – Secțiune transversală în cazul în care sala este ocupată

- Soluția adoptată constă dintr-un sistem de tratare a aerului pentru întreg ansamblu - sala, scena, foyer, spații adiacente - atât pentru situația de vară cât și pentru iarnă;
- Soluția propusă este multizonală, clădirea fiind împărțită în trei zone a căror utilizare nu este niciodată simultană și poate funcționa pe zone, în funcție de necesități;
- Necesitatea înțelegerii și interpretării rezultatelor asupra dimensiunilor instalației de ventilare, dintre proiectantul de instalații și arhitect în scopul funcționării instalațiilor proiectate;
- Corelarea execuției lucrărilor de instalații cu lucrările de construcții, respectiv consolidare și reamenajare;
- Simularea cu programe specifice și interpretarea rezultatelor sunt necesare în momentul proiectării și reprezintă un argument solid în relația cu celelalte specialități.

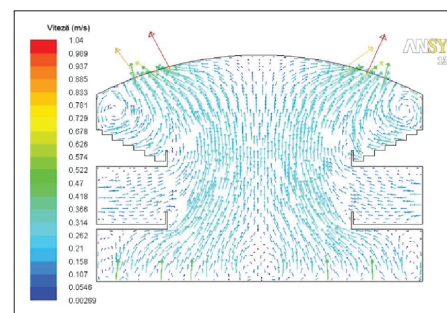


Fig. 12 Vectorii vitezelor – Secțiune transversală în cazul în care sala este ocupată

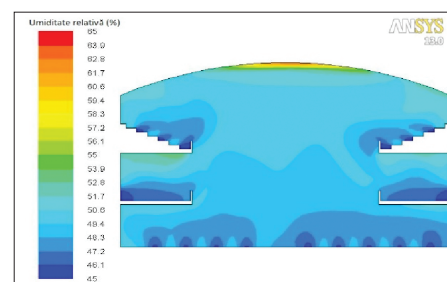


Fig. 13 Umiditate relativă – Secțiune transversală în cazul în care sala este ocupată

Bibliografie

- [1] National Archives of Romania, 2007
- [2] Thiagarajan G M, Raj Kumar S. Velocity optimisation using computational fluid dynamics as a tool in lead rated building to reduce energy consumption . Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences; 2015. p.142 - 145
- [3] Mahu R, Popescu F, Ion I V. CFD Modeling Approach for HVAC Systems Analysis. Chemical Bulletin of "Politehnica" University of Timisoara; 2012. p. 69 - 73
- [4] Peri A, Fernandes P M, Vishwanadha C. Numerical simulation of air flow in a general ward of a hospital. IJRRAS 8 (3); 2011. p.400 - 444
- [5] Balocco C, Petrone G, Cammarata G, Vitali P, Albertini R, Pasquarella C. Indoor Air Quality in a Real Operating Theatre under Effective Use Conditions, Biomedical Science and Engineering; 2014, 7. p.866 - 883
- [6] Hudisteanu V S, Baran A I, Balan M, Chereches N C, Mateescu T, Ciocan V. Improvement of the indoor climate conditions inside orthodox churches. Proceedings of the International Scientific Conference CIBv; 2014. p. 61 - 66
- [7] Schwarz W, Marchal T. Innovation in Building Design through Engineering Simulation. ANSYS, Inc.; 2009
- [8] ANSYS-Fluent 13.0, Theory Guide
- [9] Uyttenhove W, De Paepe M, Janssens A. CFD-modelling of Temperature and Humidity Distribution in the St. Pieter's Church. IAE-Annex 41, Subtask 1; 2004

PERFORMANȚĂ ENERGETICĂ

Performanța energetică a clădirilor și indicele de emisii echivalent CO₂

Ioan BOIAN, Stan FOTA

According to the EPBD, intending to achieve nearly zero CO₂ emissions, nearly Zero-Energy Buildings are required to have an average CO₂ emission factor situated in a range between zero and maximum 3 kgCO₂/m²a, contributing until 2050, besides the renovation of today's building stock, for a 90% decrease of emissions. The paper presents existing issues for fuels, envelopes and equipments to be implemented step by step in order to respond to the EPBD requirements concerning the energy saving and renewable energy contribution along with the Greenhouse Gas (GHG) reduction.

1. Introducere

Energia primară a fost introdusă inițial ca indicator de primă importanță pentru a pune în evidență epuizarea combustibililor fosili. Ulterior, energia primară a fost asociată cu conținutul de combustibili fosili din energia consumată, dar astăzi ea este corelată și cu contribuția diverselor forme de energie regenerabilă. Actualmente se pune un accent mult mai mare pe schimbările climatice decât pe epuizarea resurselor, în special în cadrul discuțiilor politice [1]. Ca urmare, este de așteptat ca pe termen lung dioxidul de carbon să înlocuiască energia primară ca indicator de mediu de primă importanță pentru clădiri. În majoritatea cazurilor, analiza făcută pe baza dioxidului de carbon conduce la aceleași concluzii ca și cea axată pe energia primară, dar în unele situații, cum ar fi cele în care este implicată energia nucleară, nu există o legătură explicită între acestea două; în aceste situații este utilă utilizarea ambilor indicatori pentru evaluările pe termen lung. Directiva Europeană referitoare la Performanța Energetică a Clădirilor (EPBD) prevede o reducere cu 90% a emisiilor de CO₂ pentru anul 2050 în comparație cu cele existente în 1990, care aveau la acea dată un nivel de 1,1·10¹¹ kg de CO₂ (emisii directe și indirecte, aferente încălzirii spațiilor, preparării acc și condiționării aerului). Având în vedere valoarea estimată a suprafeței construite pentru anul 2050, anume de 38·10⁹ m², rezultă că emisiile de CO₂ vor trebui să fie de circa 2,89 kg/m²an. În fapt, renovarea clădirilor existente ar putea să nu urmeze cursul planificat și prin urmare clădirile noi „aproape Zero-Energetic” (nearly Zero Energy Buildings) vor trebui să se încadreze în intervalul de emisii cuprins între 0...3 kgCO₂/m²an [1].

În Certificatul de performanță energetică apar doi indicatori și anume „Consumul anual specific de energie”, (respectiv cel pentru încălzire, exprimat în kWh/m²an) precum și „Indicele de emisii echivalent CO₂” (kgCO₂/m²an). Indicele de emisii echivalent CO₂ rezultă ca produs dintre Consumul anual specific de energie și Factorul de emisie CO₂, acesta din urmă având valori precizate de „Metodologia de calcul al performanței energetice a clădirilor” MC001-2006, pag. 53, Tabel.1.14 [2] prezentat în tabelul 1.

Prin urmare, case și apartamente având consumuri anuale specifice de energie diferite pot fi caracterizate de indici de emisii echivalenți identici în funcție de combustibilul utilizat pentru încălzire. Spre exemplu, o casă având

Tabelul 1	
Combustibil	Factorul de emisie CO ₂ [kg/kWh]
Cărbune	0,342
Combustibil lichid	0,270
Gaz	0,205
Lemn	0,036
Termoficare	0,24

un consum anual specific de energie de 265 kWh/m²an și care este încălzită cu gaz (natural) având un factor de emisie CO₂ de 0,205 kg/kWh va fi caracterizată de un indice de emisii echivalent

$$E_{CO_2} = 265 \cdot 0,205 = 54,3 \text{ [kgCO}_2\text{/m}^2\text{an]} \quad [1]$$

Același *Indice de emisii echivalent* ($E_{CO_2} = 54,3 \text{ kg CO}_2\text{/m}^2\text{an}$) poate exista pentru o altă casă având un *Consum anual specific de energie* mai redus, de 226 kWh/m²an, dar care este încălzită cu un sistem de termoficare (*Factor de emisie CO₂* = 0,24 kg/kWh), respectiv una cu un *Consum anual specific de energie* de 201 kWh/m²an și care este încălzită cu combustibil lichid (*Factor de emisie CO₂* = 0,27 kg/kWh); în cazul utilizării cărbunelui (având un *Factor de emisie CO₂* = 0,342 kg/kWh) pentru încălzirea unei case caracterizată de un *Consum anual specific de energie* de 159 kWh/m²an, precum și în condițiile încălzirii cu energie electrică (0,557 kg/kWh) a unei locuințe având un *Consum anual specific de energie* de 97,5 kWh/m²an rezultă același *Indice de emisii echivalent*, $E_{CO_2} = 54,3 \text{ kgCO}_2\text{/m}^2$.

Situațiile exemplificate pot fi reprezentate într-un sistem de coordonate având în abscisă *Consumul anual specific de energie*, iar în ordonată *Factorul de emisie CO₂* în această

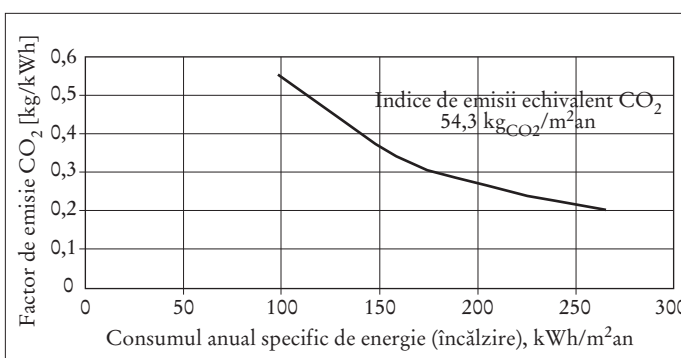


Fig. 1. Indicele de emisii echivalent pentru cele cinci situații exemplificate

PERFORMANȚĂ ENERGETICĂ

situație *Indicele de emisii echivalent CO₂* fiind identic pentru toate cazurile analizate se va situa pe o curbă având alura unei hiperbole echilatre raportată la axe ca asimptote, așa cum se arată în Figura 1.

2. Rolul combustibililor și al anvelopei în reducerea emisiilor de CO₂

În sistemul de axe menționat anterior diversele valori ale *Indicelui de emisii echivalent CO₂* vor fi reprezentate sub forma unei familii de curbe așa cum se arată în Figura 2, în care se pune în evidență reducerea *Indicelui de emisii echivalent* care însoțește trecerea succesivă de la utilizarea cărbunelui (90,6 kg/m²an) la cea a combustibilului lichid (71,6 kg/m²an), respectiv a celui gazos (54,3 kg/m²an), pentru exemplul analizat, anume cel al unei case având un *Consum anual specific de energie* de 265 kWh/m²an. Efortul depus de țările din Europa Centrală, având resurse însemnate de cărbune, pentru trecerea la încălzirea cu combustibil lichid se înscrie în această tendință, chiar dacă percepția generală la data acestei schimbări a fost legată de comoditatea și confortul sporit rezultat din această soluție tehnică. Mai recent, numeroase țări, atât din zona centrală cât și din sudul Europei au beneficiat de avantajele încălzirii cu gaz natural, datorită magistralelor care le permit alimentarea cu acest combustibil fosil din Răsărit sau din Africa de Nord.

Pasul următor în cursa de diminuare a emisiilor de dioxid de carbon este legat de reabilitarea termică a anvelopei, care poate conduce la o reducere cu circa 30% a *Consumului anual specific de energie* (de ex. de la 265 kWh/m²an la 186 kWh/m²an) și care se asociază cu o reducere a *Indicelui de emisii echivalent de CO₂* (de la 54,3 kg/m² an la 38 kg/m² an, pentru exemplul menționat).

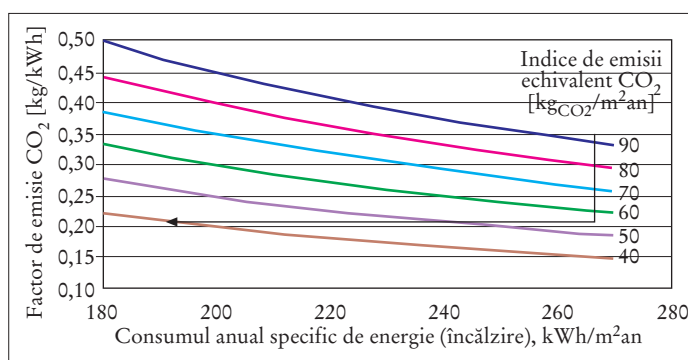


Fig.2. Reducerea emisiilor de CO₂ echivalent care însoțește înlocuirea cărbunelui cu combustibilul lichid, respectiv cu gazul natural, precum și efectul produs de reabilitarea termică a anvelopei clădirilor.

3. Rolul instalațiilor în reducerea emisiilor de CO₂

Pentru furnizarea căldurii, aerului condiționat și acc în cadrul clădirilor stau la dispoziție diferite tehnologii precum [1]:

- pompa de căldură având ca sursă:
 - aerul
 - solul (apa);

- cazanele pe bază de biomasă;
- cazanele în condensare;
- încălzirea centrală prin termoficare;
- microcentrale de cogenerare pe:
 - gaz
 - biomasă;
- sisteme de climatizare multi-split pentru domeniul rezidențial;
- sisteme de climatizare centralizate pentru clădiri de birouri.

Dintre aceste soluții, cele bazate pe combustibilii fosili (cazanele pe gaz, microcentralele de cogenerare și încălzirea centrală prin termoficare, care beneficiază de o contribuție redusă de regenerabile) se situează de regulă în mod clar deasupra limitei impuse de 3 kg_{CO₂}/m²an, menționată la începutul prezentării. Spre deosebire de acestea, soluția bazată pe pompe de căldură se apropie de această limită, iar soluțiile bio (cazanul pe biomasă, microcentralele de cogenerare bio) se află sub limita prescrisă.

3.1. Cazanele în condensare

Apariția cazanelor denumite „în condensare” a deschis o posibilitate de reducere a emisiilor de CO₂, în principal prin creșterea eficienței acestora; valorificarea căldurii de condensare a vaporilor de apă din gazele de ardere contribuie la îmbunătățirea performanței acestora în condițiile unei temperaturi de livrare a agentului secundar mai scăzute. Reducerea emisiilor de CO₂ exprimată cu ajutorul *Factorului de emisie* (kg_{CO₂}/kWh) care intervine prin utilizarea tehnicii de condensare se poate evalua cu ajutorul relației

$$RE_{GHG} = I_f \left(\frac{1}{\eta_{trad}} - \frac{1}{\eta_{cond}} \right) [\text{kg}_{CO_2}/\text{kWh}] \quad [2]$$

în care I_f reprezintă *Intensitatea de producere a gazelor cu efect de seră* (specifică combustibilului fosil utilizat), iar η este eficiența medie de funcționare a cazanului, tradițional respectiv în condensare. Reducerea maximă a emisiilor de CO₂ rezultată în cazul gazului natural caracterizat de $I_f = 0,205 \text{ kg}_{CO_2}/\text{kWh}$, în condițiile trecerii de la un cazan tradițional având o eficiență medie $\eta_{trad} = 0,8$ la un cazan în condensare cu eficiența maximă $\eta_{cond} = 1,07$ este $RE_{GHG} = 0,065 \text{ kg}_{CO_2}/\text{kWh}$. În condiții practice de exploatare eficiența cazanului în condensare nu atinge valoarea maximă menționată, ci se situează la o valoare de circa 0,95 ceea ce face ca *Reducerea emisiilor de CO₂* care se poate obține să se limiteze la circa $RE_{GHG} = 0,04 \text{ kg}_{CO_2}/\text{kWh}$; aceasta ar putea conduce la un *Factor de emisie CO₂* de $0,165 \text{ kg}_{CO_2}/\text{kWh}$, ceea ce corespunde unui *Indice de emisii echivalent CO₂* de circa $30 \text{ kg}_{CO_2}/\text{m}^2\text{an}$.

3.2. Sistemele de cogenerare

Un studiu realizat pentru Marea Britanie [3] pune în evidență faptul că sistemele de cogenerare (producătoare atât de energie termică cât și electrică) se află în prezent, aparent, în competiție cu pompele de căldură. Însă, în foaia

PERFORMANȚĂ ENERGETICĂ

de parcurs referitoare la evoluția *Factorului de emisie* pentru pompele de căldură, se prevede o diminuare a acestuia de la 0,209 kg_{CO2}/kWh în 2014 la 0,138 kg_{CO2}/kWh în 2020; pentru același interval de timp se previzionează o creștere a *Factorului de emisie* aferent sistemelor de cogenerare bazate pe gaz de la 0,188 kg_{CO2}/kWh la 0,217 kg_{CO2}/kWh. Pe baza acestei evaluări rezultă că în cursul anului 2015 cele două evoluții menționate (considerate lineare) vor atinge punctul de echilibru. Altfel spus, sistemele de cogenerare tind să devină mai puțin avantajoase comparativ cu pompele de căldură în decurs de câțiva ani, probabil nu doar în Marea Britanie.

3.3. Pompele de căldură

Prin înlocuirea cazanului destinat încălzirii spațiului și preparării apei calde menajere cu o pompă de căldură se urmărește pe lângă economisirea de energie și o reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră, în principal de dioxid de carbon. Întrucât pompa de căldură este acționată în cele mai multe cazuri cu ajutorul energiei electrice, reducerea specifică de emisii de CO₂ echivalent depinde de *Intensitatea de producere a gazelor cu efect de seră*, I_f care este specifică combustibilului fosil utilizat la generarea electricității. În datele furnizate de organisme care se ocupă de această problemă [4] se prezintă emisiile de CO₂ raportate la unitatea de energie electrică generată, în funcție de țara producătoare. Aceste valori acoperă o plajă relativ largă în funcție de mixul de surse și combustibili utilizați în acest scop și anume de la câteva grame de CO₂/kWh până la 1 kg_{CO2}/kWh și chiar peste această valoare. Cu cât este mai importantă contribuția combustibilului fosil solid și cu cât este mai puțin evoluată tehnologia de ardere a acestuia cu atât va fi mai mare emisia specifică de dioxid de carbon (de ex. pentru România anilor 1990 valoarea era de 1,373 kg_{CO2}/kWh, scăzând la 0,499 kg_{CO2}/kWh în 2010). În schimb gazul natural conduce la reducerea acestui indicator (de ex. Kirgistanul a evoluat din 1990 până în 2010 de la 0,300 kg_{CO2}/kWh la 0,094 kg_{CO2}/kWh). Totodată, țările care beneficiază de o pondere semnificativă a surselor hidroelectrice sunt caracterizate de indicatori care tind spre zero (de ex. în Norvegia 0,017 kg_{CO2}/kWh, sau în Elveția 0,027 kg_{CO2}/kWh). Trebuie menționate aici și Suedia (0,030 kg_{CO2}/kWh) respectiv Brazilia (0,087 kg_{CO2}/kWh). Franța și Canada ocupă poziții fruntașe datorită centralelor nucleare-electrice (0,079 kg_{CO2}/kWh, resp. 0,186 kg_{CO2}/kWh). Valoarea globală pentru Europa, caracteristică pentru 2010, a fost de 0,231 kg_{CO2}/kWh.

În privința energiei nucleare se ivește o divergență naturală între consumul de energie primară și emisiile de CO₂. În Europa valorile curente pentru factorul aferent energiei nucleare este 2,8 în vreme ce emisiile de CO₂ se situează la 0,016 kg_{CO2}/kWh (conform EN 15603). În cazul utilizării combustibililor fosili situația unui consum zero-energetic conduce automat la emisii nule de CO₂; însă în cazul energiei nucleare emisiile CO₂ zero nu implică în mod necesar și un consum de energie zero. Această observație este foarte importantă pentru stabilirea definiției clădirilor aproape zero-energetic. De aceea este necesar ca

în cazul estimărilor pe termen lung în care este implicată și energia nucleară să se folosească ambii indicatori.

În consecință se poate spune că introducerea masivă a pompelor de căldură în locul cazanelor în țările care prezintă valori ridicate ale emisiilor specifice de CO₂ conduce în mod inevitabil la un efect contrar celui dorit și anume la creșterea emisiilor de gaze cu efect de seră, GHG.

Modificarea specifică a emisiilor de gaze cu efect de seră GHG care rezultă prin înlocuirea cazanului cu o pompă de căldură se exprimă în funcție *Intensitatea de producere a gazelor cu efect de seră* I_f [kg_{CO2}/kWh_{inc}] rezultate din arderea în focarul unui cazan a combustibilului fosil, având randamentul η , precum și în funcție de *Intensitatea de emisie specifică pentru procesul de generare a energiei electrice* I_e [kg_{CO2}/kWh_{el}]; totodată *Coeficientul de performanță* COP al pompei de căldură va influența *Reducerea specifică de emisii GHG*, RE_{GHG} exprimată în [kg_{CO2}/kWh_{inc}]

$$RE_{GHG} = \frac{I_f}{\eta} - \frac{I_e}{COP} \quad [kg_{CO2}/kWh_{inc}] \quad [3]$$

În Figura 3 este pus în evidență domeniul *Intensității de emisie specifică pentru procesul de generare a energiei electrice* I_e (zona colorată în roșu) pentru care nu se obține o reducere a emisiilor GHG ca urmare a înlocuirii cazanului cu o pompă de căldură; astfel, la o *Intensitate de*

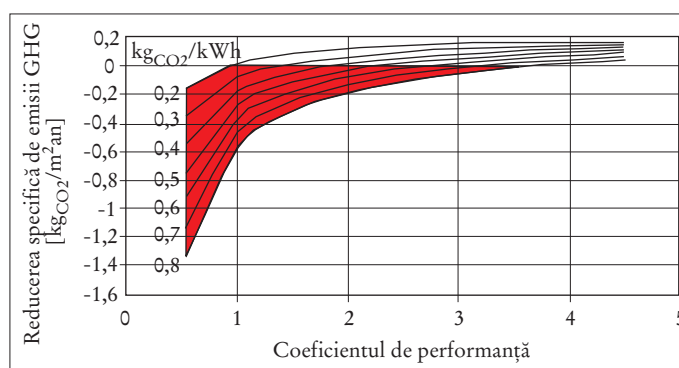


Fig.3. Domeniul intensității de emisie specifică pentru eficiența procesului de generare a energiei electrice I_e corelat cu COP al pompei de căldură pentru care nu se poate obține o reducere a emisiilor de GHG.

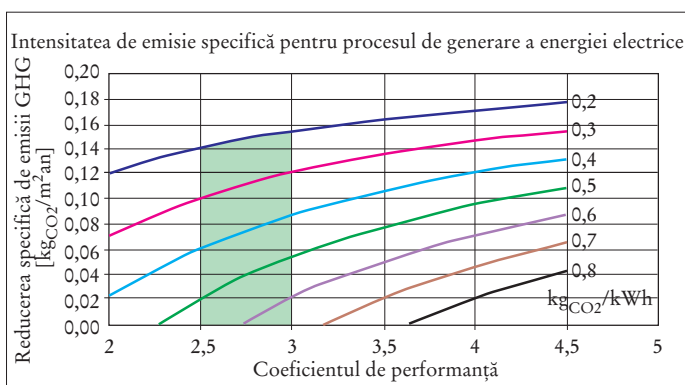


Fig.4. Reducerile specifice de emisii GHG posibil a fi realizate prin avansul tehnologic în domeniul producerii energiei electrice, respectiv al performanțelor pompelor de căldură (COP).

PERFORMANȚĂ ENERGETICĂ

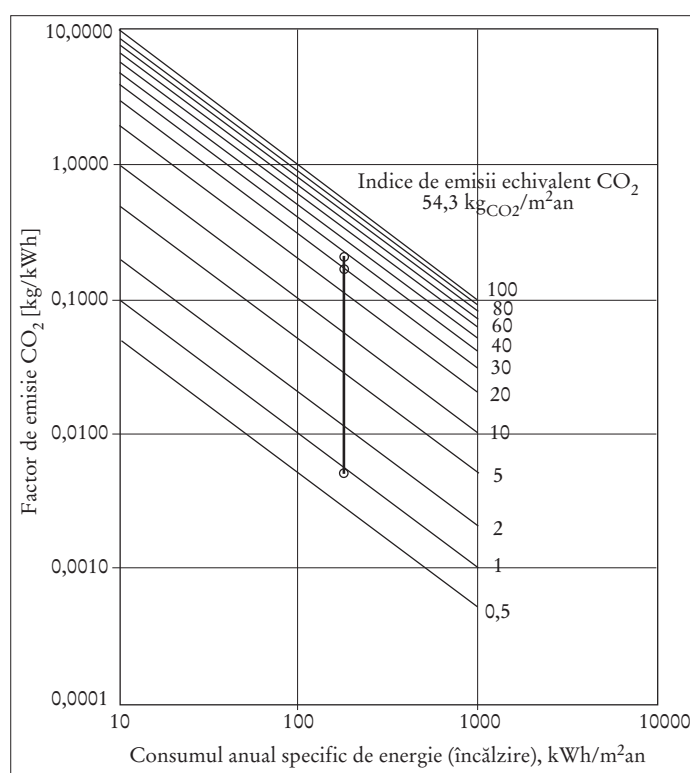


Fig. 5. Reducerea Indicelui de emisii echivalent CO_2 de la 30 până la valori de cca. $1 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{m}^2\text{an}$, ca urmare a diminuării Factorului de emisii CO_2 cu aproximativ $0,16 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{inc}}$, rezultate în urma instalării unei pompe de căldură.

emisie specifică pentru procesul de generare a energiei electrice $I_e = 0,8 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{el}}$ nu se poate obține o Reducere specifică de emisii GHG ($\text{RE}_{\text{GHG}} \leq 0$) decât la valori ale Coeficientului de performanță al pompei de căldură $\text{COP} > 3,5$. Pentru condițiile existente în prezent în România ($I_e = 0,499 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{el}}$) și pentru un cazan pe gaz ($I_f = 0,205 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{inc}}$), în condensatie ($\eta = 0,95$) este necesar ca pompa de căldură să funcționeze pe întreg sezonul de încălzire cu o valoare minimă $\text{COP} = 2,31$.

Din cele prezentate rezultă necesitatea unor tehnologii avansate de generare a energiei electrice caracterizată de emisii GHG reduse, așa cum se întâmplă deja în țări precum Norvegia, Suedia, Elveția, Franța, Canada și altele, după cum s-a arătat mai înainte. Totodată, îmbunătățirea performanțelor pompelor de căldură va conduce la valori mai avantajoase ale COP_{real} , depășind valorile actuale ale eficienței Lorenz ($\eta_{\text{Lorenz}} = \text{COP}_{\text{real}}/\text{COP}_{\text{Carnot}}$) ceea ce va favoriza o Reducere specifică a emisiilor GHG mai pronunțată; în prezent eficiența Lorenz pentru pompele de căldură cu comprimare mecanică existente pe piață se situează în domeniul $\eta_{\text{Lorenz}} = 0,4 \dots 0,6$ [5].

Din analiza Figurii 4 rezultă că, în condițiile cele mai bune ($I_e = 0,1 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{el}}$ și $\text{COP} > 4$), s-ar putea atinge o Reducere specifică de emisii, $\text{RE}_{\text{GHG}} = 0,2 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{inc}}$, dar valori mai verosimil realizabile ar fi de aproximativ $0,16 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{inc}}$.

În aceste condiții, pentru exemplul prezentat în prima parte a lucrării (casa cu consum specific de căldură pentru încălzire de $186 \text{ kWh}/\text{m}^2\text{an}$), înlocuirea cazanului în condensatie cu o pompă de căldură ar putea conduce la scăderea Indicelui de emisii echivalent CO_2 de la $30 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/$

m^2an până la valori de circa $1 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{m}^2\text{an}$, așa cum reiese din Figura 5.

În cazul blocurilor de locuințe, prin reabilitarea anvelopei Indicele de emisii echivalent CO_2 poate atinge valori cuprinse între 20 și $30 \text{ kg}/\text{m}^2\text{an}$; instalarea ulterioară a unei pompe de căldură, va putea conduce la valori ale acestui indice de circa $1 \dots 0,5 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{m}^2\text{an}$.

4. Rolul energiei regenerabile în reducerea emisiilor de CO_2

Reducerea substanțială a Indicelui de emisii echivalent CO_2 în urma instalării unei pompe de căldură se datorește în principal faptului că aceasta valorifică energia regenerabilă din mediul ambiant – aer, apă (freatică) sau din sol. Pe lângă aceasta se poate miza și pe energia regenerabilă ce poate fi valorificată cu ajutorul panourilor solar-termice, respectiv cu panouri fotovoltaice, ori câmpuri de centrale eoliene, combustibili regenerabili. Directiva Europeană 2009/28/EC clasifică energia regenerabilă în trei categorii: sursele de la fața locului (on site), cele din imediata apropiere (neaby) și cele de la distanță (distant) [6]. Energia electrică verde produsă în afara locației unde este valorificată (off-site green electricity) joacă un rol important în diminuarea semnificativă a emisiilor de CO_2 , mai ales în cazul clădirilor destinate birourilor, în care consumul de energie electrică are o pondere relativ ridicată. Reducerea emisiilor de CO_2 aferente energiei primare constituie prin urmare ținta principală vizată de valorificarea energiei regenerabile. Directiva europeană prevede un indicator care însumează toate formele de energie furnizată $E_{\text{del},i}$ (energie electrică, de încălzire/condiționare a aerului centralizată-termoficare, combustibili), precum și energia livrată de către sistemele energetice ale clădirii („exportată”) în rețele $E_{\text{exp},i}$, așa cum se arată în Figura 6.

Energia furnizată clădirii reprezintă doar o fracțiune din energia primară care a stat la baza generării sale, raportul lor constituind Factorul energiei primare, f ($f = 1/\eta$, inversul randamentului de furnizare, transport și distribuție a energiei, η). Valorile corespunzătoare ale Factorului energiei primare diferă în funcție de tipul de energie utilizat și de evoluția în timp a tehnologiilor; astfel, Factorul energiei primare pentru rețeaua electrică este în prezent 2,5 în UE, (respectiv 2,74 în România) urmînd să evolueze conform previziunilor, încât pentru perioada 2011-2040 valoarea sa medie să devină 2,0. Pentru mixul energetic existent în rețeaua electrică se calculează un factor total ponderat cu procentul de energie neregenerabilă din energia primară, $f_{\text{del,tot}}$. În mod asemănător se determină și Factorul total al energiei primare livrate (exportate), $f_{\text{exp,tot}}$.

Procentul de energie din surse regenerabile (component al energiei primare), RER_p se determină luând în considerare pe lângă elementele menționate mai sus și Energia regenerabilă produsă la fața locului (on site) sau în apropiere (nearby) de către purtătorul i , $E_{\text{ren},i}$

$$\text{RER}_p = \frac{\sum E_{\text{ren},i} + \sum ((f_{\text{del,tot},i} - f_{\text{del,nren},i}) \cdot E_{\text{del},i})}{\sum E_{\text{ren},i} + \sum (E_{\text{del},i} \cdot f_{\text{del,tot},i}) - \sum (E_{\text{exp},i} \cdot f_{\text{exp,tot},i})} \quad [4]$$

PERFORMANȚĂ ENERGETICĂ

Având în vedere definiția tehnică a clădirii aproape zero-energetic (nZEB) din noua Directivă (EPBD) în care se specifică performanța energetică foarte ridicată a acestora precum și necesitatea de a acoperi necesarul de energie într-o măsură foarte semnificativă din surse regenerabile, trebuie menționat că aceasta nu precizează limite maxime/minime, lăsându-se la latitudinea Statelor Membre definirea acestora. Contribuția energetică din surse regenerabile considerată a fi „foarte semnificativă” va trebui sporită în mod progresiv între 2021 și 2050. O marjă rezonabilă ar trebui probabil să se situeze în limitele 50...90 % (sau chiar 100%) [1].

În final, Emisiile de CO₂ se vor calcula în funcție de suma *Energiiilor furnizate clădirii* $E_{del,i}$ respectiv livrate (exportate) de către aceasta către rețelele la care este conectată, $E_{exp,i}$ având în vedere *Factorii de emisie CO₂* aferenți fiecărui component în parte, $K_{del,i}$ respectiv $K_{exp,i}$ [7]

$$m_{CO_2} = \frac{\sum (E_{del,i} \cdot K_{del,i}) - \sum (E_{exp,i} \cdot K_{exp,i})}{A_{net}} \text{ [kg}_{CO_2}\text{/m}^2\text{an]} \text{ [5]}$$

Factorii de emisie CO₂ [kg_{CO₂}/kWh] estimați la o valoare medie (EU-27) pentru perioada 2011...2040, considerând o descreștere uniformă a emisiilor de CO₂ cu 90% până în 2050 [1], sunt prognozați după cum urmează:

- 0,252 pentru rețeaua de energie electrică (Off-site grid electricity);
- 0,202 pentru gazul natural;
- 0,107 pentru încălzirea din rețeaua de termoficare;
- 0,0 pentru energia electrică „verde” din rețea (Off-site grid „Green” electricity) și pentru biomasă, respectiv pentru energia electrică produsă la fața locului („on-site”)

5. Concluzii

Bătălia pentru reducerea emisiilor de dioxid de carbon, având ca sursă arderea combustibililor fosili și ca efect schimbările climatice, presupune un efort de lungă durată, cu etape care vizează atât combustibilii, cât și clădirile și implicit tehnologiile utilizate pentru furnizarea diverselor forme de energie necesare acestora.

Articolul 9 al Directivei Europene prevede ca după 31 Decembrie 2020 toate clădirile noi să se conformeze standardului aproape zero energetic, iar după 31 Decembrie 2018 autoritățile publice care ocupă și au în posesie o clădire nouă vor trebui să se asigure că aceasta este una aproape zero energetic.

Cu toate că Directiva Europeană referitoare la consumul energetic al clădirilor (EPBD) pune pe prim plan energia primară ca indicator pentru performanța acestora, pe termen lung (până 2050) clădirile vor trebui să se conformeze scopurilor Uniunii Europene și în consecință reducerea emisiilor de CO₂ este în strânsă legătură cu diminuarea consumului energetic, precum și cu decarbonizarea energiei.

Ca urmare, introducerea unui indicator referitor la emisiile de CO₂ ale clădirilor (corelat cu indicatorul pentru energie primară aferentă consumului de energie) reprezintă singura cale pentru asigurarea coerenței și consistenței dintre scopurile UE referitoare la energie și la cele legate de mediu.

Bibliografie

- [1] *** Principles for nearly Zero-Energy Buildings. Final Draft, pp.47, 76, 77, 85, 86. Building Performance Institute Europe (BPIE). November 2011.
- [2] *** Metodologia de calcul al performanței energetice a clădirilor MC001-2006
- [3] Sadr Faramarz. Heat Pump or CHP-which one is greener? REHVA Journal, 2014 September, pp. 26-29
- [4] *** CO₂ Emissions from Fuel Combustion. Highlights. 2012 Edition
- [5] Zogg Martin. History of Heat Pumps. Process and Energy Engineering CH-3414 Oberburg, Switzerland. 2008
- [6] Kurnitski Jarek. Technical definition for nearly zero energy buildings. REHVA Journal, 2013, May. pp. 22-28.
- [7] Kurnitski Jarek, s.a. Nearly zero energy buildings nZEB definitions and system boundary. REHVA definition for uniformed national implementation of EPBD recast. p.11.

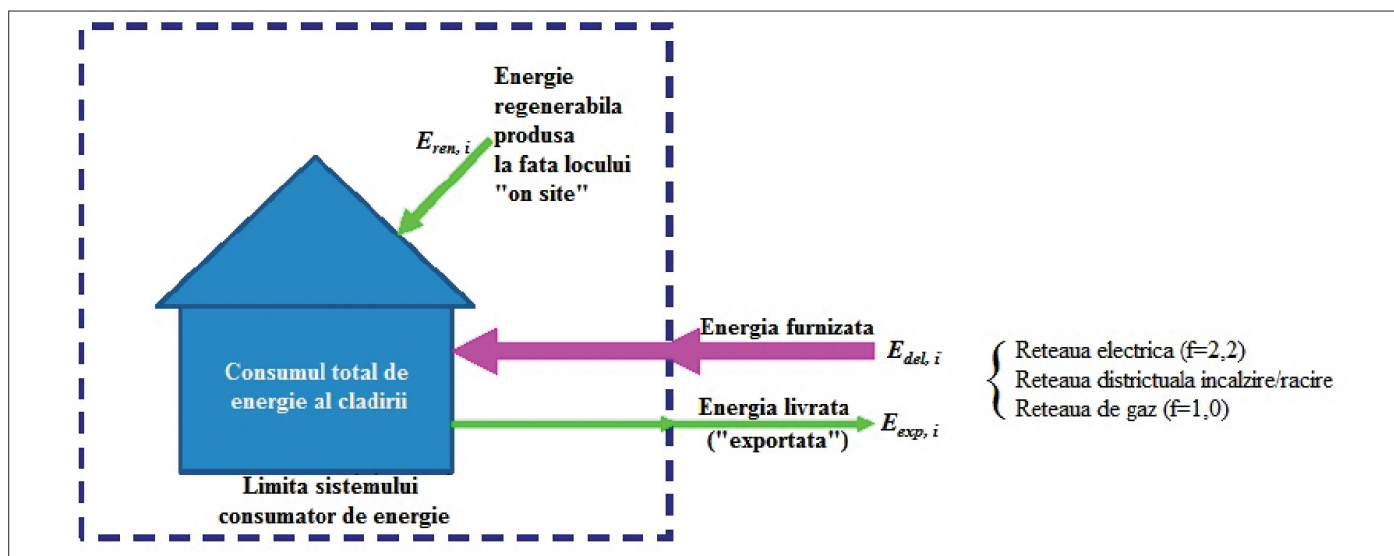


Fig. 6. Bilanțul energetic al clădirii

VENTILARE - CLIMATIZARE

Daikin lansează o nouă soluție mini VRV compactă

Producătorul extinde gama mini VRV prin lansarea noii serii compacte VRV IV S

Cu înălțime sub 1m, seria VRV IV S este cea mai compactă unitate de pe piață. Potrivită atât pentru aplicații rezidențiale, cât și comerciale, datorită amprentei mici la sol, sistemul oferă flexibilitate maximă pentru designeri și instalatori, fiind o soluție discretă, care poate fi amplasată cu ușurință în multe locuri și chiar ascunsă după pereți joși, plante sau încastrată pe balcon. Astfel, sistemul se integrează perfect cu mediul în care se află, fiind aproape invizibil. Cu un nivel de zgomot extrem de redus, seria S este perfectă pentru zone urbane și construcții noi, respectând cele mai riguroase standarde de construcție și nivel redus de zgomot, în timp ce livrează eficiență energetică sezonieră cu 28% mai mare decât variantele standard.

Versatilitate de excepție

Introducerea noii serii mini-VRV IV S extinde capacitățile gamei Daikin mini-VRV, oferind mai multe opțiuni instalatorilor, potrivite tuturor tipurilor de clădiri. Atât gama nouă, compactă, cu 4 sau 5 CP în versiune monofazată, precum și gama standard de 4-5-6 CP, în versiunile monofazată și trifazată, au fost updatate de la modelele VRV III la cele VRV IV. În plus, seria este completată și de o gamă cu 8-10-12 CP în versiune trifazată pentru aplicații mai mari, cu spațiu limitat.

Sistemul mai lung de țevi permite poziționarea unităților la distanță mai mare față de clădire, pentru discreție și confort, în timp ce unitățile cu refulare frontală elimină nevoia unei tubulaturi, diminuând costurile de instalare și permițând ca unitatea să fie amplasată în spații strâmte, care nu ar fi fost în mod normal suficiente pentru instalarea unei unități de exterior. O singură unitate de exterior poate susține până la 9 unități de interior, pentru a îndeplini nevoile spațiilor mari, de până la 200m².



Performanță fără compromisuri

Deși are dimensiuni reduse, noua serie mini VRV IV S este puternică și oferă eficiență energetică sezonieră ridicată datorită tehnologiei temperaturii variabile a agentului refrigerant (VRT), care permite și reducerea costurilor operaționale sezoniere cu până la 28%, comparativ cu seriile precedente.

Soluția dispune de o aplicație dedicată de control, care permite controlul mai multor unități dintr-un singur loc, chiar și de la distanță. Aceasta optimizează consumul de energie și permite setarea individuală a unităților interioare, în timp ce oferă opțiunea de a monitoriza și compara consumul de energie a mai multor proprietăți. Tehnologia VRV IV extinde capacitățile gamei mini VRV și oferă unității posibilitatea de a fi conectată cu sisteme de tratare a aerului, perdele de aer și unități rezidențiale de interior pentru a furniza un sistem complet de climatizare.

Instalare ușoară

Alături de flexibilitatea designului, mărimea compactă, greutatea și înălțimea mică a profilului fac ca noua serie mini VRV IV S să fie ușor de mutat și instalat. Totodată, instalatorii au la dispoziție instrumente profesionale pentru a face selecția cea mai potrivită, precum și suport tehnic din partea Daikin.

Seria Daikin VRV IV S – cea mai bună soluție din clasa sa

Prin introducerea noii serii compacte mini VRV IV S, Daikin atinge o nouă premieră în inovația tehnologică pentru a oferi instalatorilor cea mai mare și mai completă gamă de soluții mini VRV de pe piață.

Seria va fi disponibilă pe piața din România începând cu toamna anului 2015.

Pentru mai multe informații despre DAIKIN vizitați www.daikin.ro.

„PRACTICA LA DÂNȘA ACASĂ”

Unele comentarii privind ventilarea incintelor cu public

Analiza de caz: club/discotecă/restaurant

Dr. Ing. Teodor TERETEAN



Doctor Inginer în Termo-Hidraulică Instalațiilor, Prof. Univ. Asociat, Cercetător Științific Principal la INCERC - București (1970-1994), membru al Asociației Inginerilor de Instalații din România (AIIR), membru al Asociației Generale a Frigotehniștilor din România (AGFR), membru al Asociației Americane a Inginerilor din Încălzire, Refrigerare și Aer Condiționat Inc. (ASHRAE).
Tel: 0722 363 066. Tel/Fax: 021 232 5145.
E-mail: tt@airconditioning.ro.
<http://www.airconditioning.ro>.

Remember: „Dacă aer nu este, nimic nu este!”

Vă rog a considera că cele de față se adresează, în special, generației tinere de ingineri care au decis să lucreze/performeze în domeniul proiectării/realizării instalațiilor de ventilare și climatizare. Așadar...

Ca și alte intervenții scrise, făcute în paginile revistei noastre, am pornit de la premiza că, în domeniul pe care îl dezbatem, teoretic stăm mai mult decât în realizările practice. Vorba aia reconfirmată: teoria ca teoria, da' practica ne omoară!

Însă, ceea ce m-a alarmat, mai ales în ultimele decenii, a fost modul în care teoria la care mă refer, este aplicată practic trunchiat în instalațiile care se realizează, culmea, pentru... noi înșine.

În ultima variantă de normativ I5-2010 [1], care se ocupă cu executarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare, se stipulează fără drept de echivoc, că, printre alte obligații de... neocolit, aceste instalații trebuie să îndeplinească și condițiile de calitate și performanță, referitoare la igienă, sănătate și mediu (Art. 1.5).

Cu alte cuvinte, spus românește mai pe șleau, nu ai voie după lege, să strângi într-o incintă mai mulți oameni fără să le asiguri, acolo, un minim de aer proaspăt, în fiecare oră de ședere.

Toate acestea m-au făcut să privesc cu alți ochi, mult mai critic, dacă nu chiar vehement, modul în care sunt aplicate, practic, în teritoriu, aceste cerințe pentru realizarea instalațiilor de ventilare.

Ventilare înseamnă aducere de aer proaspăt, direct de afară... Gospodinele noastre numeau asta, de când vremea, aerisirea încăperilor ...

Are sau nu are importanță acest lucru?

Răspunsul meu în această direcție este neechivoc, categoric afirmativ, așa că iată rândurile de față.

De ce? Pentru că ne pasă !

Una dintre problemele care se pune cu cea mai mare acuitate în zilele noastre se referă la... aerul proaspăt.

Informațiile care ne parvin în ultima vreme confirmă faptul că sunt destule stabilimente care sunt în facere sub ochii noștri, sau deja funcționează, care tratează problema aerului proaspăt din incintele lor cu incredibilă superficialitate...

Parcă am trăi în lumi paralele!

Pe de o parte, lumea specialiștilor, atâția câți mai sunt, elaborează sau aduc la zi normativele din domeniu, pentru a ne proteja existența în mod responsabil, iar pe de altă parte, unii realizatori/investitori, majoritatea din mediul privat, tratează cu ușurință această problemă.

În cele ce urmează vom comenta unele situații care izvorăsc din

aplicarea Normativului I5-2010.

Pentru că aici este buba: neaplicarea, de către unii investitori, a cerințelor.

Cele mai frecvente incinte cu public aflate în situația analizată sunt sălile aglomerate: discoteci, cluburi (vă spun acestea ceva?), cazinouri, baruri, restaurante, cinematografe, încăperi pentru expoziții, săli de întruniri, săli de spectacole etc.

Reamintim că sălile aglomerate sunt o categorie distinctă a încăperilor cu aglomerări de persoane, în care aria ce îi revine unei persoane este sub 4 m² și în care se pot întâlni simultan cel puțin 150 persoane; în cazul în care incinta este situată la parter, numărul trebuie să aibă mai mult de 200 persoane. [2].

Astăzi ne apare din ce în ce mai clar faptul că dotarea acestor obiective cu instalații de ventilare dimensionate necorespunzător este generată și de intenția investitorilor de a evita anumite cheltuieli de execuție/exploatare, care le-ar diminua câștigurile estimate.

Pentru fixarea ideilor ne-am propus în cele ce urmează să analizăm, cu titlu de exemplu, un caz frecvent întâlnit, a unei săli de 400 m², cu utilizare „amestecată”: club, discotecă, restaurant etc., după cum dă ... Domnul !

VENTILARE - CLIMATIZARE

Mică istorie a normativului I5

Înainte de toate însă vom face o mică trecere în revistă a exigențelor de ventilare ale normativului I5 încă de pe acum ... 40 de ani.

A.D. 1974. În acel an era valabilă o lege tehnică: Normativul privind proiectarea și executarea instalațiilor de ventilare, indicativ I5-74, care încerca să rezolve problemele apărute în domeniu. Era coordonat de Inspectoratul General de Stat pentru Directivare și Control în Proiectarea și Executarea Construcțiilor.

Din păcate nu mai avem la dispoziție sus-zisul normativ, dar informații suplimentare pentru analiza de față le avem la nivelul anului 1968 în literatura tehnică de specialitate [3].

A.D. 1979. În acest an, I.C.C.P.D.C. aproba noua variantă a Normativului privind proiectarea și executarea instalațiilor de ventilare, indicativ I5-79, elaborată de INCERC București și Facultatea de Instalații pentru Construcții – București.

Cu nu mai puțin de 200 de pagini, noul normativ devenise o lucrare solidă, bine fundamentată, care în cca 80 de pagini și 18 anexe, pune la dispoziția proiectantului toate datele necesare realizării unor investiții corespunzătoare în domeniu.

Începuse boom-ul dezvoltării industriale a României; care, din păcate, nu a ținut prea mult, deoarece limitările introduse de criza energetică de la noi și alți factori... pecuniari, pe care nu-i mai pomenim, a condus la limitări drastice ale proiectării și realizării acestui tip de instalații.

Știam cum să facem treaba, da' nu ne țineau... balamalele!

A.D. 1998. După 21 de ani, M.L.P.A.T. a reluat problema și a aprobat noua variantă a aceluiași normativ, Normativ privind proiectarea și executarea instalațiilor de ventilare și climatizare, indicativ I5-98, variantă elaborată în deplină libertate de ICECON București, redusă la numai 74 de pagini, cu tot cu anexe, lăsându-i proiectantului libertatea de a folosi intensiv și extensiv literatura de specialitate.

A fost bine, a fost rău? Părerile au fost (și au rămas încă) împărțite! Vorba cea înțeleaptă: Bine că l-am avut și așa!

A.D. 2010. Și uite așa a apărut ultima variantă, valabilă în prezent, aliniată la normele Uniunii Europene: Normativ pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare, indicativ I5-2010.

Este interesant de reținut că această ultimă variantă a fost aprobată de două foruri, atât de Ministerul Dezvoltării Regionale și Turismului, cât și de (atenție mare!) Ministerul Administrației și Internelor, Inspectoratul General pentru Situații de Urgență.

De reținut atitudinea de mărire a responsabilității la nivel local a tuturor factorilor care concură la realizarea acestui tip de instalații: atât cei tehnici, cât și cei administrativi (y compris, adică ... mai ales, investitorul).

Vorba aia: O fi el cu banii Taică, dar nu vă lăsați păcăliți oameni buni, că poate fi (foarte) groasă!

Povestiri (oarecum) cunoscute

Ultima varianta a normativului I5 este categorică: odată comasați oamenii într-un spațiu închis trebuie să le dai aer

să respire! Să zicem că un întreprinzător are ideea de a... câștiga ceva bani prin realizarea unei incinte în care să... încânte oamenii dispuși să se distreze în localul domniei sale.

Ce să fie, ce să fie?

Păi ar putea să fie un restaurant obișnuit care, la un semnal ... magic, să devină sală de dans (să zicem: un caz de nuntă!) sau să fie sală de concert, sau discotecă (atenție, în acest caz se dansează altfel, mai... îndesat!)...

Dar mai întâi să vedem cum a evoluat necesarul de aer proaspăt, per cap de... ființă umană, în anii analizei noastre.

Normativul I5-74, din păcate, nu îl mai avem la dispoziție; așa că am tras cu ochiul în literatura existentă la acea vreme [3] și am găsit următoarele date, fie prezentate ca rații de aer proaspăt ($\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{pers}$), fie în schimburi de aer proaspăt a spațiului în care se află oamenii (în volume/h).

De exemplu: în cafenele 10 (minim)/12 (recomandat) vol/h a spațiului; în cluburi 6-8 (minim)/8-10 (recomandat) vol/h; în restaurante (fără fumători) 5-10 (minim) vol/h și (cu fumători) 8-12 (minim) vol/h a incintei; tot în restaurante, dar la fumători, se precizau, suplimentar, și porțiile de aer proaspăt de 20 (minim)/25 (recomandat) $\text{mc}/\text{h} \cdot \text{pers}$; în sălile de dans (fără fumători) 6-8 vol/h și (cu fumători) 12-16 vol/h a incintei.

Ca o curiozitate, literatura [3] indica rația de aer proaspăt defalcată pe funcțiuni ale sale. Astfel, în cazul în care o persoană avea alocat un spațiu de 10 m^3 dintr-o incintă, necesarul său de aer proaspăt servea individul astfel: $2 \text{ m}^3/\text{h}$ pentru oxigenare, $6 \text{ m}^3/\text{h}$ pentru a împiedica creșterea concentrației de bioxid de carbon peste 0,6% și ... $18 \text{ m}^3/\text{h}$ (în repaus)/ $27 \text{ m}^3/\text{h}$ (activitate fizică moderată) pentru (nu zâmbiți, vă rog) înlăturarea mirosurilor corpului la adulți; deh!, se presupunea că omul nostru ... făcea duș zilnic!

În varianta Normativului I5-79, scos 5 ani mai târziu, sunt indicate, în primele anexe, valori orientative ale schimbului de aer (în vol/h) necesar a fi realizat prin instalații de ventilare mecanică în numai câteva tipuri de incinte; spre exemplu, în sălile de dans rămâneau aceleași valori ca în I5-74.

Să reținem însă că valorile prezentate în normativ erau preluate din literatura de specialitate, exemplele prezentate mai înainte fiind introduse doar ca norme orientative; se vorbea numai de schimburi de aer ale volumelor incintelor, neprecizându-se necesarul per capita.

Și a venit vremea Normativului I5-98. Vestea bună consta în aceea că se păstrau, și chiar se dezvoltau într-un mod important, informațiile referitoare la debitele recomandate/necesare de aer proaspăt, fie pe unitatea de volum al încăperii, fie per capita.

Merită subliniat interesul apăsător (v. Anexa 2D), arătat necesarului de aer proaspăt pentru spațiile în care se fuma, detaliindu-se valorile (în $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{om}$) în funcție de... ambiția împricinaților de a fuma moderat (35), intens (50) sau foarte intens (75)....

Însă, se preciza faptul că valorile, care se exprimau în schimburi orare, rămâneau orientative, folosibile doar în fazele inițiale de proiectare... În schimb, tabelul din Anexa 2A amesteca, în enumerare, clădirile social-culturale cu cele industriale (sălile de dans, care le vom comenta, au fost

VENTILARE - CLIMATIZARE

păstrate cu același regim de aer proaspăt).

În fine avem la îndemână, pe masa de lucru, ultima varianta a Normativului I5, cea din 2010.

Alinierea la normele Uniunii Europene a adus un suflu nou, cu un caracter mai restrictiv.

Și dacă socotim ca acest document a fost aprobat/avizat de două ministere ale guvernului nostru (M.A.I.-I.G.S.U. în 2010 și M.D.R.T. în 2011) s-ar cuveni să-l considerăm, ca-să-zic-așa, ... obligatoriu.

Deși, unii își mai fac socoteli ascunse că mai pot negocia cerințele normate.

Vreți-nu-vreți, Cap. 5.4. din normativ indică, fără ambiguitate, debitele de aer necesare în spațiile ventilate și climatizate.

Vorba aia, unde-i lege nu-i tocmeală! N-o mai da cotită!

Scrie la Document cum că *"...în încăperile cu persoane debitul de aer de ventilare (proaspăt) se va stabili în funcție de ocuparea umană și de emisiile de substanțe poluante..."* și *"...pentru încăperile civile nerezidențiale cu prezență umană, debitul (menționat n.n.) se determină în funcție de categoria de ambianță, de numărul și de activitatea ocupanților precum și de emisiile poluante ale clădirii și sistemelor..."*

Treaba asta cu categoria de ambianță, mai nouă pe meleagurile mioritice, o luăm din SR EN 15251:2007 și reținem că există 4 categorii de ambianță interioară în funcție de confortul pe care dorim să-l realizăm în incinta respectivă, confort care este pus în evidență prin... procentul de persoane nemulțumite (PPD) și, respectiv, votul mediu previzibil (PMV); totul... democratic !

În ce ne privește pe noi, în continuare, vom avea în vedere două categorii de ambianță: II (cu nivel normal recomandat clădirilor noi sau renovate) și III (cu nivel moderat acceptabil, recomandat în clădirile existente).

Calculul debitului de ventilare, pentru o incintă cu public, se face după o relație de calcul, notată 5.4.1 în normativ, pe care o reproducem de aici, pe... proprie răspundere:

$$q = N * q_p + A * q_s,$$

în care:

q este debitul de ventilare, în m^3/h ,

q_p – debitul de aer proaspăt pentru o persoană, în $m^3/h \cdot pers$,

A – aria suprafeței pardoselii incintei, în m^2 ,

q_s - debitul de aer proaspăt, pentru 1 m^2 de suprafață, în $m^3/h \cdot m^2$.

NB 1: Dacă în incinta sunt fumători, debitul de aer per persoană fumătoare se dublează.

NB 2: În continuare vom analiza însă și incintele în care se fumează, chiar dacă între timp interzicerea fumatului în incintele publice este o problemă de stat care se... tot tergiversează; este interesant de subliniat și efortul energetic și investițional care trebuie făcut în cazul prezenței fumatului în incinte; dar sunt curios să vedem și cum va merge treaba cu interzicerea cu pricina...

NB 3: Este de subliniat faptul că, chiar în cazul în care în incinta respectivă nu se află nimeni, pentru o bună perioadă de timp, instalația de ventilare tot trebuie să asigure un debit minim egal cu $q = A * q_s$ [m^3/h].

Unele concluzii în cazul sălii de club/discotecă/restaurant

În prezentarea noastră pornim de la cazuri contemporane, frecvente, în care, oficialmente, la inaugurarea unor incinte pentru public se declară drept capacitate un anumit număr (maximal !) de persoane pentru ca în exploatarea curentă, din motive ușor de sub-înțeles, capacitatea sălii să fie mult depășită...

Ergo: în faza 1 se ia în considerare sala menționată de $400 m^2$, la care se declară „în acte” o capacitate de doar ...100 de persoane; apoi, pentru faza a 2-a vom simula „înghesuirea ulterioară” de până la 400 de persoane; de asemenea, debitele de ventilare necesare vor fi calculate pentru două categorii posibile de ambianță ale sălii, menționate mai înainte: II și, respectiv, III; în plus, vom presupune ca sala respectivă ar putea avea înălțimi posibile de 3, 4 și, respectiv, 5 m...

Fie ce-o fi, vom lua și cele două situații de se bat cap-în-cap: cu sau fără fumători ... înăuntru !

Date de pornire, conform I5-2010 :

- Din Tab. 5.4.1 debitele de aer per persoană sunt: la categoria de ambianță II, $25 m^3/h$ (nefumători) și $50 m^3/h$ (fumători) și la categoria de ambianță III, $15 m^3/h$ (nefumători) și $30 m^3/h$ (fumători);

- Din Tab. 5.4.2 debitele de aer per $1 m^2$ de suprafață, în clădiri foarte puțin poluate, sunt: la categoria de ambianță II, $1,26 m^3/h$ și la categoria de ambianță III, $1,10 m^3/h$.

Rezultatele obținute, ilustrate în Fig.1, sunt astfel:

- În cazul ocupării spațiului cu numai 100 persoane nefumătoare, instalația de ventilare, cu care s-ar dota investiția, ar trebui să furnizeze, pentru o categorie de ambianță II, cca. $3000 m^3/h$, iar pentru o ambianță III, numai cca. $1950 m^3/h$.

- Dacă aceeași incintă ar fi utilizată de fumători (situația cea mai probabilă de la noi din țară) instalația de ventilare ar trebui să furnizeze, pentru o categorie de ambianță II, cca. $5500 m^3/h$, iar pentru o ambianță III, cca. $3450 m^3/h$.

- În cazul înghesuirii, în aceeași incintă, a 400 persoane nefumătoare debitele de aer necesare ar fi mult mai mari, astfel: pentru ambianța II, cca. $10500 m^3/h$, iar pentru o ambianță III, deja cca. $6450 m^3/h$.

- În fine, dacă în ultimul caz persoanele ar mai și fuma (situație deloc... șocantă) debitele de aer necesare ar fi pentru ambianța II, cca. $20500 m^3/h$, iar pentru o ambianță III, deja cca. $10500 m^3/h$.

- De remarcat că înălțimile diferite ale incintei (3, 4 sau 5 m) nu influențează valoarea debitului de aer proaspăt necesar, dar schimburile de aer ar fi percepute diferit de ocupanți.

Simpla examinare a Fig.1 prezintă, calitativ, lucruri pe care deja le bănuiam: a ventila o incintă cu un grad ambiantal de grad numeric mai mic (deci superior, calitativ) cere o instalație de ventilare mai costisitoare; fumatul în incintă conduce, automat, la o concluzie similară; în același timp, depășirea numărului de persoane, într-un spațiu hărăzit unui grad de ocupare decent, pune probleme serioase de (ne)asigurare a condițiilor corecte de igienă și sănătate.

Astfel, realizarea instalațiilor de ventilare pentru acest spațiu de $400 m^2$ de club/discotecă/resaturant, de categorie ambiantală II, cu nefumători, și admiterea ulterioară a

VENTILARE - CLIMATIZARE

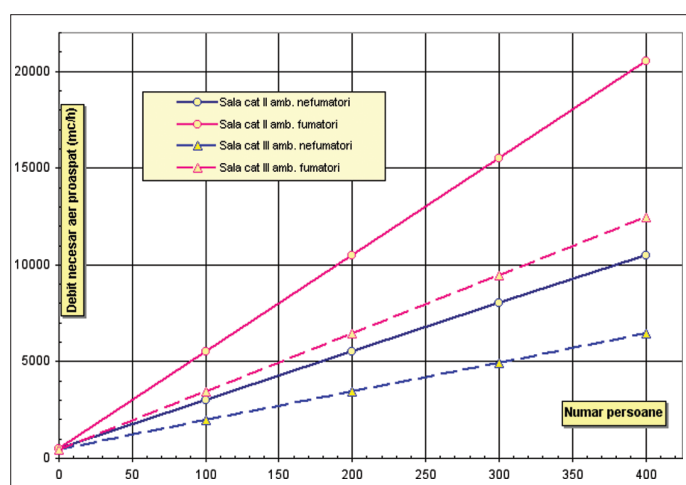


Fig. 1 - Debite de aer pentru ventilarea unei săli cu public de 400 m²
Categoria ambianță II și III, nefumători și fumători

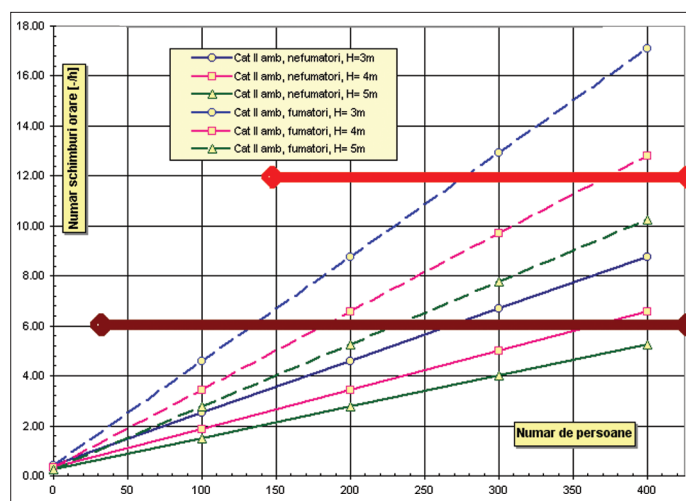


Fig. 2 - Schimburi de aer proaspăt pentru ventilarea unei săli cu public de 400 mp, cu înălțimi de 3, 4 și 5 m, categoria ambianță II, nefumători și fumători

fumatului, arată subdimensionări ale instalației de 83% pentru dimensionarea inițială a instalației pentru 100 persoane în incintă și de 95% în cazul dimensionării inițiale pentru 400 de persoane.

Tot astfel, dacă categoria ambianțială a discotecii este III, valorile prezentate mai înainte scad la 77% pentru 100 de persoane și, respectiv, 93% pentru 400 de persoane.

Vorba aia, oricum o dai, tot prost...iasă!

Am mai făcut două examinări, deloc complicate, din punct de vedere al schimburilor de aer (volumetric) ale spațiului cu pricina, prezentate Dumneavoastră în Fig.2 (pentru categoria de ambianță II) și Fig.3 (pentru categoria de ambianță III).

De această dată apar informații distincte în funcție de înălțimea la care se afla tavanul incintei: 3, 4 sau 5 m.

În ceea ce ne privește am considerat întotdeauna că schimburile de aer, în cazul nostru exclusiv de către aerul proaspăt, ne arată intensitatea cu care spațiul investigat este spălat/curățat de aerul introdus.

În cele două figuri am marcat cu bare orizontale schimburile de aer cu valorile de 6 și, respectiv, 12, subliniind că prima valoare ne arată ca aerul din incinta este complet

schimbat (teoretic) la fiecare 10 minute, iar în cazul al 2-lea, la fiecare 5 minute.

N.B. 4: Practic însă, schimbarea menționată depinde și de ceea ce literatura de specialitate numește „flow pattern” (configurația curgerii) care, la rândul ei, este funcție și de alte caracteristici ale sistemului de ventilare adoptat pentru incintă: tipul gurilor de insuflare/captare a aerului, locurile de amplasare ale acestora, poziția obstacolelor fixe din incintă etc.

Cu privire la Fig.2 (incinta cu categoria de ambianță II) câteva din primele concluzii sunt:

- Schimburile de aer, în cazul incintei cu fumători, sunt mai mari decât cele de nefumători, dar aerul, fiind mult mai poluat, avantajul nu este așa de îmbucurător.

- Înălțimea mai mică (3 m) pare mai avantajată, schimburile de aer fiind mult mai intense (de ex. la 100 persoane, 2,5 sch/h la nefumători și, respectiv, 4,5 sch/h la fumători, pentru ca în cazul „înghesuirii” a 400 de persoane, prin mărirea corespunzătoare a debitului de aer proaspăt, să se ajungă la 8,5 sch/h la nefumători și, respectiv, 18 sch/h la fumători, (dar sigur aici apar foarte ușor curenții de aer!)).

- Odată cu mărirea înălțimii incintei schimburile de aer se modifică, micșorându-se, dar considerăm că, mai ales în cazul permiterii fumatului, apare un spațiu suplimentar, la înălțime, care ar putea depozita poluantul înainte de evacuare.

Comentariile sugerate de Fig.3 sunt similare, ușor de făcut; este clar că în cazul incintelor din categoria de ambianță III calitatea micro-atmosferei oferită clienței este mult mai slabă.

Simulare

Pentru a aprecia mai bine impactul pe care îl are, asupra sănătății oamenilor, nerespectarea regulilor de dimensionare a unei instalații de ventilare, prin subdimensionarea sa (din „motive” economice), în raport cu numărul real al ocupanților unei incinte a unui club/discotecă/restaurant, prezentăm în continuare o simulare.

Am pornit de la următoarele premize: sală pentru 100 persoane, din categoria II de ambianță, pentru nefumători.

Din Fig.1 a rezultat că instalația de ventilare trebuie să furnizeze 3000 m³/h și a fost dimensionată ca atare.

În Fig.4 se prezintă simularea evoluției concentrației CO₂ în incintă, sub forma unor curbe (arce largi de parabolă), considerând că în acest spațiu închis se vor afla între 100 și 400 persoane, iar din totalul acestora un procent, variind între 10% și 75%, se vor decide să danseze.

Din literatura de specialitate [3] am apreciat că un om degajă cca. 35 gCO₂/h când se află în repaus (sau are o activitate liniștită) și 68 gCO₂/h când se depune un oarecare efort fizic (de exemplu, se dansează „activ”).

Se observă că, în cazul a numai 100 persoane, concentrația de CO₂ din aerul incintei variază între 2180 și 2900 mgCO₂/m³ aer, ceea ce asigură condiții optime de mediu, luând concentrația de 3000 mgCO₂/m³ aer.

N.B. 5: Limita de 3000 mgCO₂/m³ de aer poate fi considerată ca recomandabilă pentru starea de bine (relaxare), prin comparație cu valoarea de 5000 mgCO₂/m³ de aer, indicată de către Normele Generale de Protecție a Muncii [4, Art. 412] ca o concentrație admisibilă medie de substanțe toxice în atmosfera zonei de muncă, pe durata unui schimb de 8 ore.

VENTILARE - CLIMATIZARE

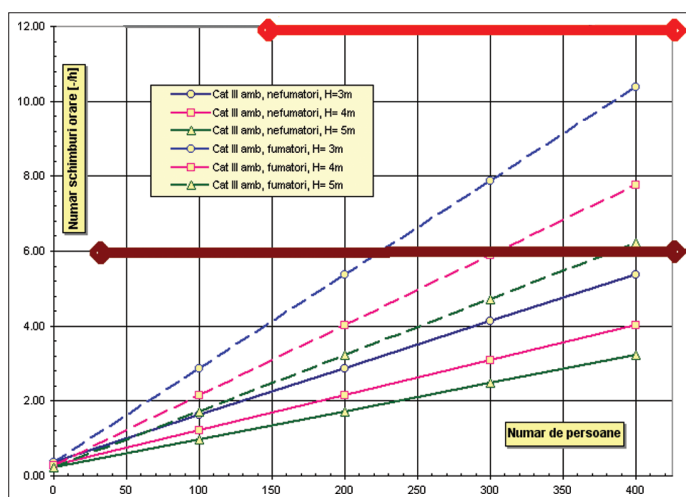


Fig. 3 - Schimburi de aer proaspăt pentru ventilarea unei săli cu public de 400 m², cu înălțimi de 3, 4 și 5 m, categoria ambianță III, nefumători și fumători

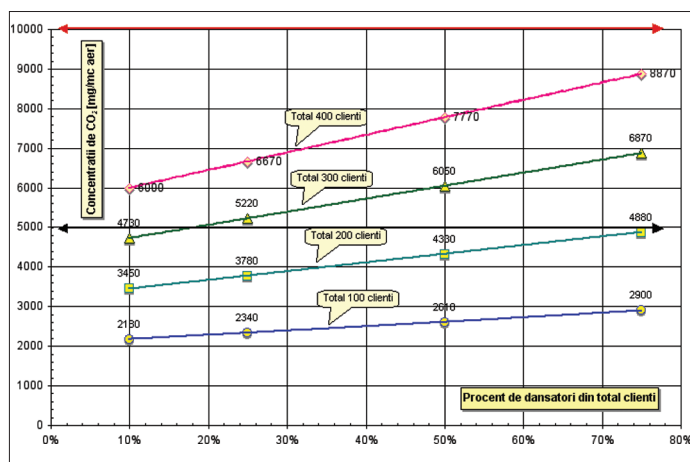


Fig. 4 - Creșterea concentrației de CO₂ la subdimensionarea instalației
Sală cu public de 400 m², categoria de ambianță II, nefumători
Grad ocupare: Inițial 100 persoane, ulterior 200, 300 și, respectiv, 400 persoane

Chiar și în cazul în care în incinta prezentată se înghesuie 200 persoane, într-o situație similară celei analizată mai înainte, concentrația de CO₂ din aerul incintei variază între 3450 și 4880 mgCO₂/m³ aer, ceea ce asigură condiții de mediu mai puțin grozave dar oricum sub limita de 5000 mgCO₂/m³ de aer, de care pomeneam mai înainte.

Iată că mai poți juca în condiții cât-de-cât nepericuloase!

Dacă cumva, din lăcomia unora, înghesuiala crește, sărind la 300 de persoane se schimbă ... calimera!

A treia evoluție (luata în grafic de jos în sus) ne arată că, dacă dansatorii nu depășesc 16% din totalul ocupanților concentrația de CO₂ rămâne sub 5000 mgCO₂/m³ aer; nu-i grozav, dar ... asta este !

Mă îndoiesc însă că cineva, de-acolo, va zice: Alo ! Nu depășiți, pe ringul de dans, 16% din totalul nostru că ne poate pieri cheful de... viață bună!!! Sigur îmbulzeala poate să crească; și dacă cumva se zbănțuie 75% din clientela concentrația de CO₂ din aerul incintei sare până la 6870 mg/m³ aer (cu peste 37% mai mult decât limita sugerată mai înainte de NGPM pentru muncă, necum pentru... distracție!). Eu te cred: ai venit, ai plătit, vrei să te distrezi; că d-aia e nuntă!

Sigur că din dorințe mai mult statistice ne-a împins Necuratul să vedem cum e cu 400 de persoane în incintă, dansând cu foc și pară, dând cu tifla instalației de ventilare.

Vă las pe Dumnezeu voastră să priviți graficul și să trageți concluziile în acest caz !

Dar mare atenție: dacă se depășesc 10.000 mgCO₂/m³ aer beleaua este ... mortală !

În loc de concluzii

Exemplul simplu prezentat mai înainte ne arată cât de spinoasă este problema.

În general, în actualul stadiu de dezvoltare al acestui domeniu economic pot apărea multe cazuri de ignorare a normelor tehnice.

Este greu de crezut că, la înființarea unei incinte de tipul club/restaurant/discotecă, căci despre acest lucru vorbim, investitorul va fi dispus să facă investiția la nivelul numărului maxim de persoane, care s-ar putea „înghesui” în incintă.

Nu cred că greșim când afirmăm că, la nivelul actual economic și în acest caz de tip de incintă, mai degrabă se va merge pe tatonări de la „să vedem cum o să meargă afacerea” până la „las’ că merge și așa”.

De regulă, investitorul din acest sector va ezita, ulterior, să mai scoată cu ușurătate alți bani pentru dezvoltare.

De asemenea, apare și dificultatea tehnică de a schimba mărimea instalației de ventilare de la simplu până la de 10 ori mai mare, ca în exemplele prezentate în Fig.1.

În mod paradoxal în urmă cu cca. 23 ani, când, personal, am avut șansa de a proiecta instalația de ventilare-climatizare pentru una din primele discoteci mari din capitală, lucrurile erau mult mai simple: investitorul a vrut ca totul să fie făcut ca la carte și a ieșit în consecință; astăzi, această tendință pare... ireală.

Poate că aici trebuie să pună legiuitorul piciorul în prag: legi tehnice avem, dar trebuie să le și aplicăm !

Numai urmărirea modului de lucru, pas-cu-pas, a întregului lanț de factori implicați în realizarea acestui tip de instalații (investitor, proiectanți de arhitectură și instalații, furnizori de echipamente, executanți etc.) poate crea certitudinea realizării unor instalații corecte din toate punctele de vedere.

...Astăzi propunem să ne oprim aici; restul pe data viitoare!

Cugetări finale

Am scris cele de mai înainte, fiindcă ...ne pasă !

Dar Domniei Tale, tinere cititor?

Dacă da, vorba aia, citește și dă ...mai departe.

Să auzim numai de bine !

Bibliografie selectivă

- [1] IS-2010 Normativ pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare, 2010.
- [2] P118-99 Normativ de siguranță la foc a construcțiilor, 1999.
- [3] Al. Christea – Ventilarea și condiționarea aerului, Editura Tehnică, București, 1968.
- [4] NGPM-1998 Normele Generale de Protecție a Muncii, 1998.

PROTECȚIA LA INCENDIU

Detecția integrată și precisă a incendiilor în doar câteva secunde

Bosch Security Systems prezintă AVIOTEC, o nouă soluție pentru detecția sigură și timpurie a incendiilor în medii dificile. Pornind de la tehnologia consacrată a camerelor video Bosch și de la Analiza Video Inteligentă Bosch (IVA), sistemul de detecție video a incendiilor poate completa tehnologiile de detecție a incendiilor de ultimă generație, permițând detecția timpurie a fumului și a flăcărilor în medii în care aceste tehnologii nu pot oferi timpi de reacție satisfăcători, cum ar fi clădiri cu tavane înalte sau zone umede și cu mult praf. De asemenea, AVIOTEC poate fi utilizat în medii în care nu există alte soluții, de exemplu, fabrici de cherestea sau fabrici de hârtie, hangare sau zone foarte întinse ce necesită monitorizare.

Detecția incendiului la sursă

Folosind algoritmi inteligenți pentru camerele de supraveghere video, AVIOTEC poate detecta fumul și flăcările de îndată ce acestea intră în raza de acțiune a camerei, în loc să aștepte ca fumul să ajungă la detectorii de fum de ultimă generație. Prin detecția incendiilor la sursă, și nu la nivelul tavanului, camerele video pot declanșa alarma în doar câteva secunde, în timp ce detectoarele de fum fixe sesizează o situație de alarmă în câteva minute. Sistemul AVIOTEC se bazează pe algoritmi inteligenți pentru a distinge între incendiile reale și interferențe, cum ar fi reflexii, mișcări sau lumini de fundal. Acest lucru garantează o detecție foarte sigură, aproape fără nicio alarmă falsă. Sistemul AVIOTEC asigură o detecție sigură, dovedită în toate testele efectuate în caz de incendiu (de la testul în caz de incendiu nr.1 până la testul în caz de incendiu nr. 8), conform cerințelor standardului EN54.

Sistemul video AVIOTEC de detecție a incendiilor poate fi compus dintr-o singură cameră video, ajungând până la un sistem în rețea cu camere video distribuite, având o consolă centrală și un sistem de management. Folosind tehnologia Bosch de transcodificare dinamică, sistemul poate transmite alarme la un panou de alarmă în caz de incendiu deja existent



sau le poate transmite prin intermediul Ethernet la un centru de monitorizare, sau chiar la un dispozitiv mobil precum un iPad. Primind imagini video de calitate HD în timp real, pompierii au o mai bună înțelegere a situației de fapt, chiar înainte de a ajunge la fața locului.

Combină siguranța și securitatea

Camerele video sunt ușor de instalat și necesită foarte puțină mentenanță în comparație cu detectorii de fum și flăcări de ultimă generație. Utilizarea camerelor video PoE (Power over Ethernet - cu alimentare printr-un singur cablu Ethernet) poate elimina necesitatea unor surse de alimentare individuală și a unor cabluri de alimentare, făcând sistemul AVIOTEC și mai rentabil din punct de vedere al costurilor. Sistemul AVIOTEC poate fi utilizat și pentru locațiile foarte mici și dispersate, cum ar fi centralele elec-

trice și posturile de semnalizare unde nu se justifică instalarea unor panouri de detecție a incendiilor.

Divizia Bosch Security Systems este un furnizor de top la nivel mondial de produse, soluții și servicii de securitate, siguranță și comunicare. În anul fiscal 2014, peste 12.400 de angajați au generat vânzări în valoare de 1,5 miliarde de euro. Obiectivul nostru este acela de a proteja vieți, clădiri și bunuri. Portofoliul de produse include supraveghere video, detectarea intruziunilor, detectarea incendiilor și sisteme de evacuare cu asistență vocală, precum și control de acces și sisteme de gestionare. Sistemele audio și de conferință profesionale pentru transmiterea vocii, a sunetelor și a muzicii completează gama de produse. Bosch Security Systems creează și produce aceste produse în propriile fabrici din lumea întreagă.

Pentru informații suplimentare, accesați www.boschsecurity.com

Efficient Process Integration and Cooling & Heating Energy Performance of Supercritical CO₂ Heat Pumps

Vasile Minea, Scientist Researcher, Hydro-Québec Research Institute, Laboratoire des technologies de l'énergie (LTE), 600, avenue de la Montagne, Shawinigan, Québec, Canada G9N 5N7

Low-grade heat losses in the form of liquid effluents at temperatures of up to 45°C represent more than 24% of total heat losses in the Canadian manufacturing industry. On the other hand, process or domestic hot water up to 85°C is simultaneously or intermittently required in many industrial plants. By recovering low-grade heat from process fluids or waste liquid or gas effluents, incoming fresh or recycled water can be heated up to relatively high temperatures by using supercritical CO₂ heat pumps. This paper presents the process integration procedure and the main energy performance achieved with two supercritical CO₂ heat pumps. The first one has been implemented in a Canadian dairy plant to provide process cooling and heating simultaneously. The second one has been laboratory tested over an extensive range of waste heat temperatures to heat cold city water directly. Both the cooling and heating thermodynamic parameters as well as the overall energy performance achieved are presented and briefly discussed.

This paper has been presented at the "11th International Energy Agency (IEA) Heat Pump Technology Conference 2014, May 12-16, 2014, Montréal (Québec), Canada"

1 INTRODUCTION

Most Canadian manufacturing industries release, via waste heat streams such as combustion gases, hot air, steam, process gases and liquid effluents (Stricker & Associates, 2006), more than 50% of their energy consumption into the environment which represents about 48% of the total country annual energy input (National Energy Board, 2008). On the other hand, process or domestic hot water up to 85°C is simultaneously or intermittently required, for example, in dairy plants and slaughterhouses. By recovering energy from such low-temperature waste heat effluents, the incoming cold water can be heated with single- or two-stage heat recovery systems using (if required) preheating heat exchangers and supercritical CO₂ heat pumps as the first and second stages, respectively. This paper presents a number of key operating parameters and the energy performance of two such systems. The first one is an industrial-scale unit implemented in a Canadian dairy plant to provide process cooling and heating simultaneously. The second one is a laboratory-scale two-stage heat recovery system, including a passive heat recovery heat exchanger (as the first stage) and a supercritical CO₂ heat pump (as the second stage).

2 BACKGROUND

Identified as a natural refrigerant in 1850, carbon dioxide (CO₂) has been widely used since 1900, mainly in marine refrigeration and air-conditioning (Neksa et al., 2010). However, it more or less disappeared when artificial refrigerants (CFC) were launched in the 1930's. Research on CO₂ applications in heat pumps was initiated in the late 1980's (Lorentzen, 1989, 1993) in order to replace environmentally harmful chemical refrigerants, and the CO₂ technology has undergone tremendous development since this revival (Neksa et al., 2010). CO₂ is a natural, low-cost, non-flammable and, at concentrations below 5% by volume in air, a non-toxic fluid. It has high specific heat and

thermal conductivity, and low viscosity. Its Global Warming Potential (over a 100 year integration period) is negligible (GWP = 1) when used as a confined refrigerant. Compared to conventional refrigerants, its critical temperature is very low (31.1°C), a remarkable property allowing CO₂ heat pumps to work above the critical pressure (7.3773 MPa) and reject heat over large temperature glides (Neksa, 2002; Kim et al., 2004). Gustav Lorentzen (1989) was the first to suggest a supercritical CO₂ cycle for automobile air-conditioning, and Lorentzen and Pettersen (1992) published experimental results in this area. Later on, the supercritical CO₂ heat pump cycle generated widespread interest as an efficient and environmentally attractive technology for heating water (Neksa et al., 1994, 1997, 1998a, 1999; Hwang and Radermacher, 1998; Yarrall et al., 1998). Since 2001, air source heat pumps using CO₂ as a refrigerant have been successfully marketed in Japan to produce hot water using cheap late-night electric power and store hot water in tanks for daytime use. White et al. (2002) studied a 115 kW (thermal capacity) supercritical CO₂ heat pump prototype used to produce hot water at a temperature of 77.5°C and refrigeration at temperature below 2°C with a heating coefficient of performance (COP) of 3.4. Another supercritical CO₂ heat pump prototype was simultaneously used to provide cooling at 5°C and (water) heating up to 90°C (Yarrall et al., 1999). A 50 kW supercritical CO₂ heat pump prototype used for water heating was built in 1996 (Pettersen and Neksa, 2002) and another 25 kW pilot plant was installed in a food-processing factory in 1999 using industrial waste heat as a heat source (Kim et al., 2004). Stene (2007) investigated the application of supercritical CO₂ heat pumps in low-energy houses concluding that they can be used for simultaneous or alternate space and hot water heating. Finally, over the last few years, air and water source supercritical CO₂ heat pumps used for water heating began to be implemented in the European and North American markets for domestic (Fornasieri et al., 2008) and industrial/commercial applications.

3 PROCESS COOLING & HEATING

Industrial applications of CO₂ heat pumps are still rare in the Canadian energetic context where the current prices of fossil and electrical energy are relatively low compared to other countries. This section summarizes in comprehensible, simple terms the main features of one of the first industrial-scale supercritical CO₂ heat pumps implemented in a Canadian dairy plant (Marchand, 2011; Minea, 2013a; 2013b).

3.1 Process integration

An industrial-scale supercritical CO₂ heat pump, including a 25 kW compressor (nominal power input), has been integrated between two of the plant's industrial processes (Figure 1a) (Marchand, 2011). It recovers energy from one process at temperatures below 0°C and provides heat to another process at temperatures above 85°C (Figure 1b). Due to the low critical temperature of CO₂, these boundary thermal conditions allow the heat pump to operate in the so-called supercritical cycle with evaporation at subcritical pressures and heat rejection at pressures above the CO₂ critical pressure (7.377 MPa-a). So, unlike conventional subcritical heat pump cycles, heat is not supplied by means of refrigerant condensation, but by cooling compressed high-pressure CO₂ inside a special heat exchanger called gas cooler.

As can be seen in Figure 1a, no internal heat exchanger is included in the heat pump thermodynamic cycle. Because both the cooling and heating thermal effects of the unit can be used by the industrial facility, the overall system energy efficiency could be determined.

The superheated refrigerant (state 1) flows into the compressor where it is brought to higher pressures and temperatures (state 2) by a non-isentropic compression process (1-2) (Note: the theoretical isentropic process is

shown as 1-2s.) (Figure 1b). The discharge pressure is controlled based on the varying amount of refrigerant inside the high-pressure side of the system and not by the saturation pressure as is the case with conventional HFC refrigerants (Montagner and Melo, 2010). By reducing the valve opening, the CO₂ mass flow rate decreases, the CO₂ accumulates in the high-pressure side and its pressure thus rises.

Conversely, by increasing the valve opening, the high-side pressure decreases while the excess charge is stored as a liquid inside the low-pressure side of the refrigeration circuit (Kim et al., 2004). This particular control strategy requires special algorithms to adjust the adiabatic expansion process in order to keep the evaporation almost constant and optimize the compressor discharge pressure and the gas cooler outlet temperature (Kauf, 1999; Kim et al., 2004; Chen and Gu, 2005).

For a representative one-week running test, Figure 1b shows that the high discharge pressure reached 11.22 MPa-a (112.2 bar-a), a value about 6-7 times higher than that of an equivalent HFC-based water heater heat pump. Such a high discharge pressure automatically results in high volumetric capacities leading to small pipe diameters and inner volumes. On the other hand, for a given capacity, compressor displacement is much smaller, as well as its compression ratios. Also, due to the smaller size of the piping and components, the explosion energy stored in a CO₂ system is not much different from that of conventional heat pump units (Neksa et al., 2010). After compression, the superheated vapour at state 2 enters the once-through gas cooler where the non-isobaric heat rejection (cooling) process (2-3) takes place. The gas cooler is different from the conventional diphasic condensers because only sensible heat is transferred to the constant flow cold water. As noted, the single-phase heat transfer process occurs at supercritical high pressures, while the CO₂ temperature is gliding. This

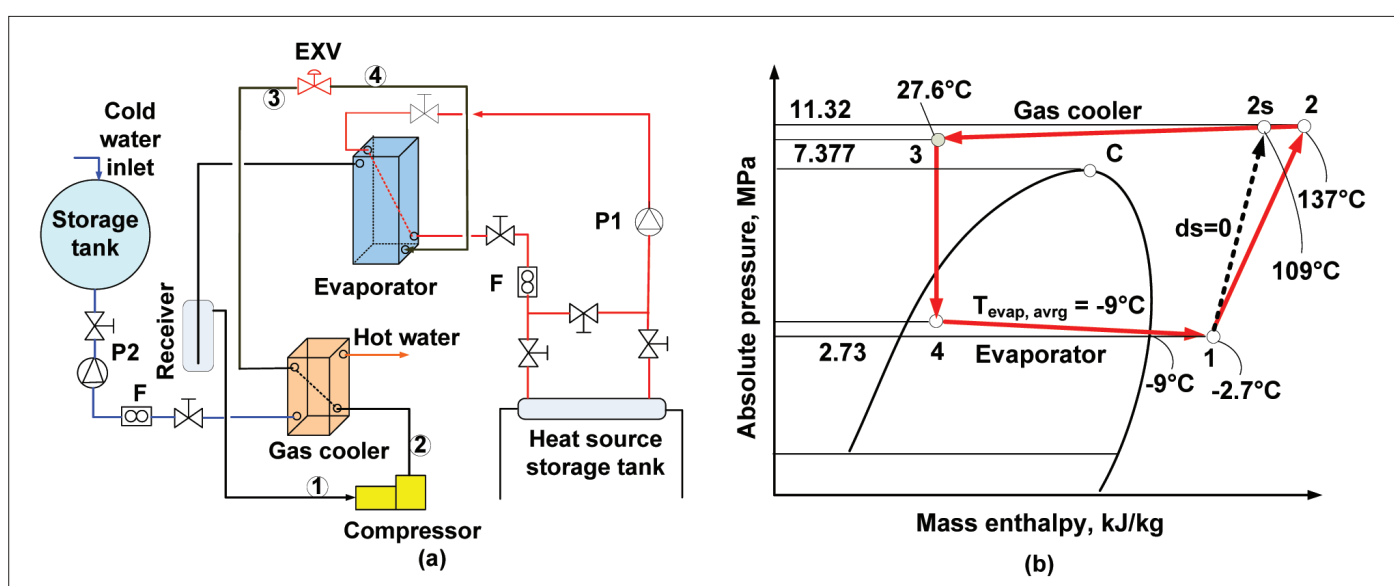


Figure 1: (a) Schematic Diagram of the Industrial-Scale Supercritical CO₂ Heat Pump Implemented in a Canadian Dairy Plant; (b) Average thermodynamic cycle of the oneweek running test in the pressure-enthalpy diagram; C: critical point; P1: hot brine pump; P2: cold water pump; EXV: expansion valve; F: flow meter; (Minea, 2013b)

TEHNOLOGII

means that sensible heat is transferred over a large temperature range and the CO₂ temperature drops during heat rejection, resulting in relatively low CO₂ outlet temperatures from the gas cooler. The vapour leaving the gas cooler at state 3 flows through the expansion valve where it is adiabatically throttled to lower pressures and temperatures (state 4) while controlling the compressor discharge pressure. The electronic expansion valve provides a great advantage in terms of performance, even when thermodynamic losses are present (Cho et al., 2007). The evaporation pressure, much higher than that of HFC-based heat pumps, is controlled by regulating the refrigerant flow through the expansion valve. Relatively high operating pressures within the evaporator and gas cooler lead to efficient heat transfer processes enabling these devices to be more compact than those of standard heat pumps. Instead of an expansion valve, fixed geometry capillary tubes could also be selected, but they operate with specific refrigerant charges aimed at maximizing system performance, and consequently their efficiency tends to decrease when differing from the design point that corresponds to the fixed charge, being unable to self-regulate with operating condition variations (Madsen et al., 2005). Finally, the two-phase refrigerant enters the plate-type evaporator at state 4 where it absorbs heat, evaporates and is superheated up to state 1 through the non-isobaric evaporation process (4-1). Superheated CO₂ vapour at state 1 enters the compressor suction line and the heat pump cycle restarts.

3.2 Operating parameters

The industrial-scale supercritical CO₂ heat pump was fully equipped with $\pm 0.3^\circ\text{C}$ accurate thermocouples, and compressor (Ohio SEMITRONICS W4-063E 80 kW, accuracy ± 0.5) and pump electrical power (Ohio SEMITRONICS PC20-006D 4 kW, accuracy ± 0.25) transducers. The compressor suction and discharge pressures, as well as the heat source and sink thermal carrier flow rates, were measured with high resolution pressure transducers (DANFOSS MSB-300, accuracy $\pm 1\%$) and flow meters (ONICON type F, accuracy $\pm 0.5\%$), respectively. A Wi-Fi data transmission system and analysis software were set up to monitor system operation. Sixteen thermal (temperatures), hydraulic (flow rates) and electrical (power) parameters were scanned at 15 second intervals, then averaged and saved every 2 minutes to help determine the cycle's instantaneous and overall thermodynamic performance. A processing program was created to compute the cycle instantaneous and overall energy performance.

The one-week running test was performed under constant heat source (water/glycol brine at 35% by volume) and heat sink (water) flow rates and temperatures (Table 1). Based on these average thermodynamic parameters, Figure 1b presents in the pressure-enthalpy diagram the corresponding supercritical CO₂ heat pump thermodynamic cycle. It can be seen that the heat pump operated

at a relatively low evaporating temperature (-9°C) with a compression ratio of 4.26 and 6.3°C superheating at the evaporator outlet (Table 2). To optimally match the CO₂ vapour temperature glide inside the gas cooler at the actual discharge pressure with the heated water temperature increase, the ideal gas cooler CO₂ outlet temperature must be 109°C exactly. However, the recorded compressor discharge temperature was 137°C , i.e. about 28°C higher than the final temperature of the ideal isentropic compression process. It shows that vapour superheating during the non-adiabatic compression process is relatively excessive, probably due to the inefficient control of the expansion valve at relatively low evaporating pressures and temperatures. However, since the compressor discharge gas temperature was relatively high, the heat pump was able to heat the cold water up to the temperature required ($>85^\circ\text{C}$). On the other hand, these parameters led to a lower than expected isentropic compression efficiency (i.e. 62.6% vs. 70-75%), a compressor performance parameter defined as follows (Figure 1b):

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

where h is the CO₂ vapour mass enthalpy (kJ/kg).

The cold water (heat sink) entered the gas cooler at 22.3°C and the useful heat was supplied by the gas cooler over a wide (109°C) temperature glide resulting in a large enthalpy difference for CO₂ in the gas cooler (285 kJ/kg) and a relatively low CO₂ temperature prior to entering the expansion valve (27.6°C). Thus, within the gas cooler the refrigerant was cooled down to about 5°C above the cold water entering temperature, i.e. an optimum temperature approach.

The gas cooler thermal efficiency is defined using the following equation (Figure 1b):

Table 1					
Heat source and heat sink fluid parameters over the one-week running test					
Heat source (water-glycol 35%)			Heat sink (water)		
Temperature Inlet/outlet $^\circ\text{C}$	Flow rate L/min (GPM)	Pump input power kW	Temperature Inlet/outlet $^\circ\text{C}$	Flow rate L/min (GPM)	Pump input power kW
-1.5/-3.9	159.7 (41)	1.7	22.3/87.5	11.7 (3)	0.64

Table 2						
Average CO ₂ parameters over the one-week running test						
CO ₂ compressor			T _{EVAP}	Hot water outlet T		
Suction P	Suction T	Discharge P	Discharge T	π_c	-	-
MPa-a	$^\circ\text{C}$	MPa-a	$^\circ\text{C}$	-	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$
(bar-a)		(bar-a)				
2.73 (27.3)	-2.7	11.3 (113.2)	137	4.26	-9	87.5

P: pressure (a - absolute); π_c : compression ratio; T: temperature; EVAP: evaporation

TEHNOLOGII

$$\eta_{GC} = \frac{\dot{m}_{GC}(h_2 - h_3)}{\min(\dot{m}_{GC}, \dot{m}_{water}) * (h_2 - c_p T_{SINK}^{IN})} \quad (2)$$

where c_p is the average specific heat of the CO₂ superheated vapour flowing at a constant pressure within the gas cooler (kJ/kgK); $\dot{m}_{GC}$ is the CO₂ vapour mass flow rate (kg/s); $\dot{m}_{water}$ - the water (heat sink) mass flow rate (kg/s); T_{SINK}^{IN} - the water (heat sink) inlet temperature to the gas cooler (°C). According to equation 2, the measured gas cooler thermal efficiency was 63.1%, a relatively poor performance due to a high compression ratio (4.26) followed by excessive vapour superheating during the non-isentropic compression process.

3.3 Energy performance

The supercritical CO₂ industrial heat pump energy performance was determined with the compressor operating at full speed using the constant operating parameters shown in Tables 1 and 2. As can be seen in Table 3, the machine provided 52 kWth (thermal power) by recovering 25.2 kWth from the heat source.

The overall system coefficient of performance can be defined as follows:

$$\text{System COP} = \frac{Q_{EV} + Q_{GC}}{E_C + E_{P1} + E_{P2}} \quad (3)$$

where Q_{EV} is the thermal energy recovered by the evaporator (i.e. the cooling effect) (kWh); Q_{GC} - the thermal energy supplied by the gas cooler (kWh); E_C , E_{P1} and E_{P2} - the electrical energy consumed by the compressor, and the heat source (P_1) and heat sink (P_2) pumps, respectively (kWh). Based on the overall cycle energy balance (Figure 2a), with an average error margin of 8% (Table 3), the system coefficient of performance was 3.21. If in equation 3 only the gas cooler thermal energy supplied and the compressor electrical energy consumed are taken into consideration, the resulting heat pump coefficient of performance:

$$\text{COP}_{HP} = \frac{Q_{GC}}{E_C} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_4}$$

drops to 2.29 (Table 4). Such moderate energy performance suggests that the expansion valve high-side pressure and

Table 4
System and heat pump average coefficients of performance

Coefficient of performance	
System COP	Heat pump COP
3.21	2.29

Table 5
Annual savings related to process fluid cooling
(52 week period) (2014)

Process cooling energy supplied (or waste heat recovered)	Electrical (compressor) energy saved	
-	Amount	Cost
MWh/year	MWh/year	Can\$/year
220.752	55.188	4,529

refrigerant charge control algorithm must cover an extensive range of negative evaporating temperatures providing lower evaporating pressures compared to those of air-source supercritical CO₂ heat pumps designed for temperate climates. Improving control to recover heat at temperatures below 0°C will provide appropriate evaporator and compressor superheating, as well as lower compression ratios and much higher heat pump and system COPs.

3.4 Annual overall performance

The annual energy and cost savings were estimated by assuming that the supercritical CO₂ heat pump operates continuously throughout the year. Table 5 shows the annual energy and cost savings achieved when only the process cooling effect is taken into consideration. If the plant's existing electrically driven refrigeration system operates with an average annual cooling coefficient of performance of 4, the industrial facility will save Can\$4,529/year (based on an electrical energy price of Can\$0.08206/kWh - 2014) only by reducing the electrical (compressor) energy consumption (55.188 MWh/year) of its own refrigeration system.

The supercritical CO₂ heat pump heats process water simultaneously. By assuming the annual efficiency of the plant's propane boiler is 80% and the price of propane is Can\$0.5614/L (2014), we may reduce the annual consumption of propane by 81,000 litres and its cost by Can\$45,473 (2014) (Table 6).

However, to achieve these annual energy and cost savings, the supercritical CO₂ heat pump (compressor) as well as the heat source and heat sink circulating pumps have to consume electrical energy. The amount of electrical energy consumed by the heat pump compressor and both circulating pumps will be 198.852 MWh/year and 11.7 MWh/year, respectively.

Based on the price of electricity (Can\$0.08206/kWh - 2014), the cost of the electrical energy consumed by the compressor and both circulating

Table 3
Power balance of supercritical CO₂ heat pump over the one-week running test

Duration	Cooling capacity provided	Compressor power input	Thermal power supplied	Energy balance average error margin	Pump power input	
-	-	-	-	-	Brine (heat source)	Water (heat sink)
Hours	kW	kW	kW	%	kW	kW
192	25.2	22.7	52.5	8.06	0.98	0.36

TEHNOLOGII

Table 6

Annual energy and cost savings for process water heating (52 week period) (2014)					
Process heating supplied	Boiler propane inlet energy	Propane saved		Electrical energy consumed (compressor + pumps) by the supercritical CO ₂ heat pump	
-	-	Quantity	Cost	Amount	Cost
MWh/year	MWh/year	L/year	Can\$/year	MWh/year	Can\$/year
524,264	655,330	81,000	45,473	198.852	16,317

Table 7

Annual CO ₂ gas emission reduction (52 week period) (2014)				
Reduction of annual CO ₂ emissions due to reduction of propane consumption		Increase of annual CO ₂ emissions due to additional electrical energy consumed		Net reduction of CO ₂ annual emissions
Equivalent CO ₂ emissions	Total	Equivalent CO ₂ emissions (Québec)	Total	-
kg of CO ₂ /kWh	Tons of CO ₂ /year	kg of CO ₂ /kWh	kg of CO ₂ /year	Tons of CO ₂ /year
0.2346	153.74	0.00122	254.8	153.48

pumps will be Can\$16,317/year and Can\$963.2/year, respectively. Consequently, the net annual savings achieved by reducing the annual consumption of propane will be Can\$28,193/year (i.e. \$45,473 - \$17,280), and the total net annual cost savings for both the cooling and heating processes could be estimated at Can\$32,722/year (i.e. \$28,193 + \$4,529) (Tables 5 and 6). Consequently, based on the price of the CO₂ heat pump (Can\$60,000\$ - 2014) only, the simple payback period could be estimated at 1.83 years (i.e. Can\$60,000/Can\$33,858), without taking into consideration the additional costs incurred for heat pump integration (engineering, circulation pumps, piping, valves,

thermal insulation and controls). On the other hand, reducing the propane annual consumption by 81,000 L, equivalent to 655,330 MWh/year (Table 6), helps decrease the plant’s annual CO₂ emissions by 153.74 tons per year (Table 7). This amount was estimated based on the propane equivalent carbon dioxide emission (0.2346 kg of CO₂/kWh). In addition, the electrical energy consumed by the heat pump compressor and both circulating pumps (208.9 MWh/year) (Table 6) increases the annual CO₂ emissions by 254.8 kg because in Québec (Eastern Canada), where almost 98% of the electric production is hydraulic, the average conversion factor is

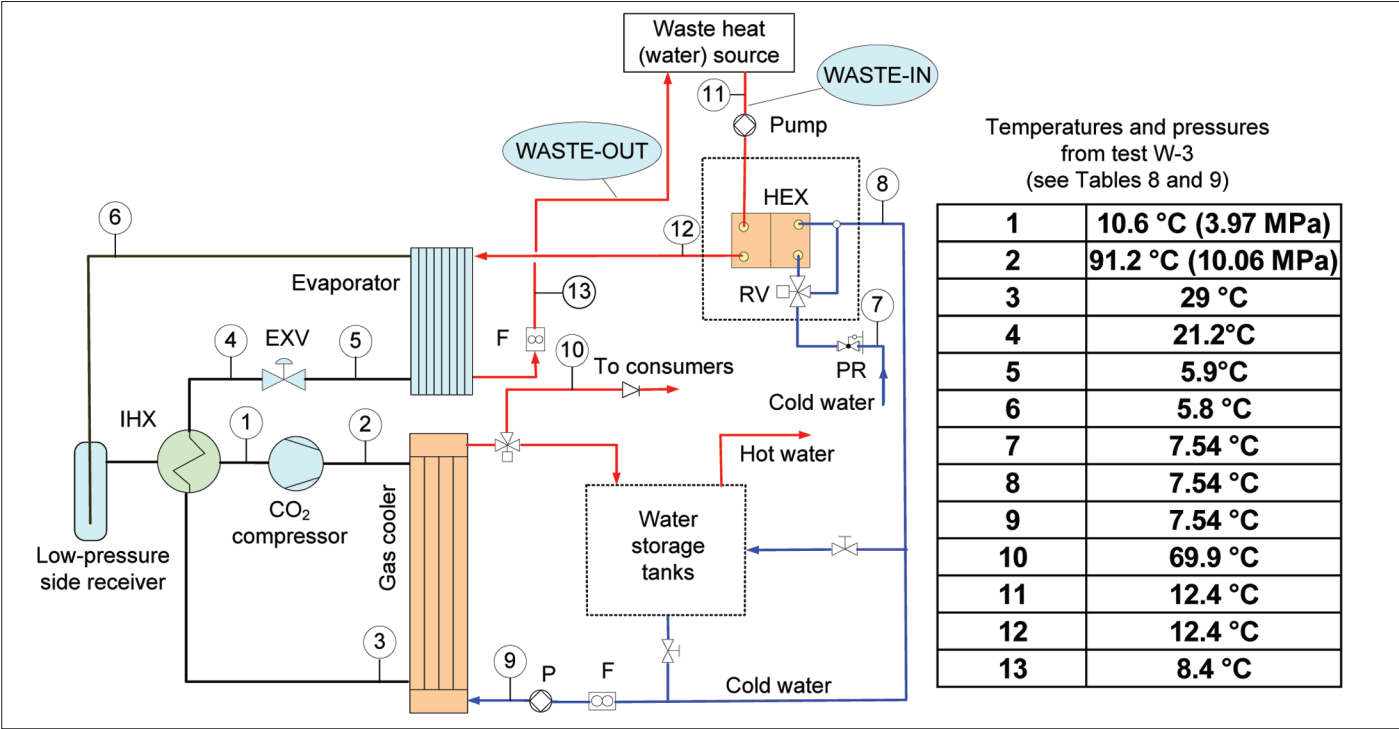


Figure 2: Experimental Setup of the Laboratory-Scale Heat Recovery System.
 EXV: expansion valve; F: flow meter; HEX: preheating heat exchanger; IHE: internal heat exchanger; PR: pressure regulator; RV: 3-way regulating valve; 1 to 13: measurement points (Minea, 2012)

0.00122 kg CO₂/kWh. Consequently, the net reduction in CO₂ emissions will reach 153.48 tons per year (Table 7). If, for example, 100 similar supercritical CO₂ industrial heat pumps were implemented in Québec, the CO₂ emissions could be reduced by 15 348 tons/year.

4 WASTE HEAT RECOVERY

In the agro-food and other similar medium-sized industries, as well as in large institutional buildings (hospitals, etc.), process and/or domestic hot water is required at temperatures above 60°C for process, cleaning or washing purposes. Simultaneously, in such facilities, low-enthalpy waste heat in a liquid (or air) form is often available at temperatures of up to 45°C, while the cold water to be heated comes from municipal water systems at relatively low temperatures depending on seasonal weather. To efficiently recover heat from waste heat effluents at temperatures of up to 45°C, a two-stage heat recovery system, using a preheating heat exchanger and a CO₂ supercritical heat pump as the first and second stages, respectively, was experimentally studied (Figure 2) (Minea, 2012). The supercritical CO₂ heat pump included a 7 kW (nominal power input) single-stage, constant speed compressor, three plate-type heat exchangers (evaporator, gas cooler and internal heat exchanger), a low-pressure side receiver and two parallel electronic expansion valves (EXV) that control the high-side pressure of the thermodynamic cycle. The low-pressure side receiver manages the refrigerant charge variation without flooding or drying up the evaporator. The internal heat exchanger is used for sub-cooling the high pressure superheated CO₂ with the compressor suction gas in order to improve overall cycle efficiency. An electrical boiler supplies (waste) hot water to the evaporator at different preset temperatures. As can be seen in Figure 3a, if the waste heat fluid enters the heat recovery system at temperatures between 15°C and 45°C it can be cooled down to between 10°C and 38°C, depending on the actual inlet temperature of the cold water. In cold climates, it generally varies from a minimum of 7°C (in the winter) to a maximum of 17°C (in the summer). By bypassing (or not)

the preheating heat exchanger, the cold city water can be heated up to 38°C before entering the supercritical CO₂ heat pump. The process is controlled by the regulating valve RV according to the relative magnitude of the inlet temperatures of the heat source and heat sink thermal carriers.

Several tests were conducted using the following assumptions: (i) both the waste heat source and heat sink fluids enter the heat pump at constant flow rates, i.e. 60 L/min for the waste heat source water and 6.6 L/min for the cold water; (ii) the waste heat source fluid enters the heat pump at approximately 7°C, 10°C and 12°C, representing the lowest values expected during the colder seasons; (iii) the cold city water enters the CO₂ heat pump at between 6.5°C and 7.5°C, representing the average municipal water temperature in the winter in cold climates; (iv) under these boundary thermal conditions, the cold city water bypasses the preheating heat exchanger as well as the hot water storage tank assembly; (v) for waste heat inlet temperatures above 15°C (in the winter) and 25°C (in the summer), the preheating heat exchanger must operate in order to recover more heat and, therefore, preheat the cold water before it enters the heat pump evaporator. This way, the preheating heat exchanger will improve the overall energy efficiency of the entire heat recovery system.

Figure 3b shows the energy balance of the supercritical CO₂ heat pump during a 6 hour running test (W-3). Results from two other similar tests (W-1 and W-2) are shown in Tables 8 and 9. In these tables there is only one difference between the three tests shown, i.e. the waste heat inlet temperature was set at 7°C, 10°C and 12°C respectively, while the cooling fluid inlet temperature was set at 7°C. It can be seen in Table 9 that the evaporator superheating figures (5.6°C to 7°C) were in the same order of magnitude as the ones achieved with the industrial-scale CO₂ heat pump, i.e. ~ 6.3°C (see Table 2). Also, the compressor isentropic compression efficiency varied around 70% under the average experimental parameters shown in Tables 8 and 9 (Minea, 2012).

This important performance indicator, with evaporating temperatures varying from 0°C to 5°C and compression

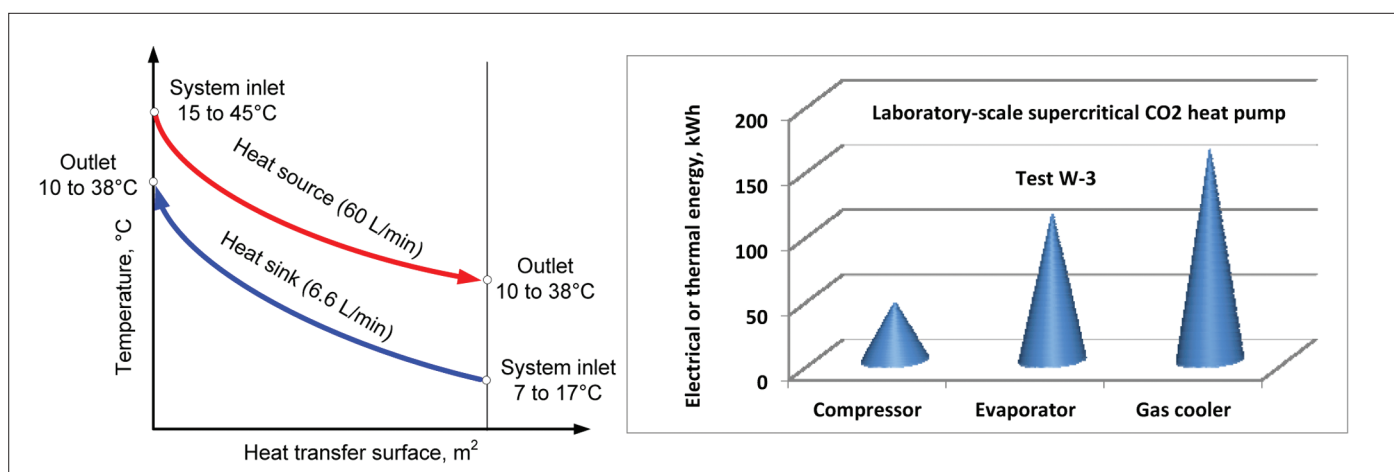


Figure 3: (a) Extended Temperature Ranges of Heat Source and Heat Sink Thermal Carriers Entering and Leaving the Two-Stage Heat Recovery system; (b) Overall Heat Pump Energy Balance of a Typical Running Test (W-3) (Minea, 2012)

TEHNOLOGII

Table 8

Average temperatures of heat source and heat sink thermal carriers entering and leaving the laboratory-scale supercritical CO₂ heat pump (Minea, 2012)

Test #	Heat source (water: 60 L/min)		Heat sink (water: 6.6 L/min)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
-	°C	°C	°C	°C
W-1	7.5	4.3	6.5	67.6
W-2	10.1	6.4	7.3	69.5
W-3	12.4	8.4	7.5	69.9

5 CONCLUSIONS

This paper presents a number of experimental results achieved with two supercritical CO₂ heat pumps. The scope is to help promote the CO₂ heat pump technology in industrial settings (e.g. agro-food processing plants) and large institutional buildings (e.g. hospitals).

The first one is an industrial-scale supercritical CO₂ heat pump implemented in a Canadian dairy plant to provide process cooling and heating simultaneously. It recovers energy from one process at temperatures around -1.5°C and provides heat to another process at temperatures

above 85°C. This industrial-scale CO₂ heat pump operates with relatively low isentropic compression (62.6%) and gas cooler thermal efficiencies (63.1%), and high compression ratios (4.26). These parameters, which are lower than expected, could be attributed to a faulty high-side pressure control by the expansion valve operating at a relatively low evaporating temperature (-9°C). As a consequence, the system coefficient of performance, including both the useful cooling and heating thermal effects and total energy consumption (CO₂

compressor and circulating pumps) was 3.21. This lower than expected performance suggests that the expansion valve algorithm controlling the high-side pressure and refrigerant charge must cover an extended evaporating temperature range below 0°C.

An improved control algorithm may provide appropriate evaporator and compressor superheating, as well as lower compression ratios and much higher heat pump and system COPs. However, by eliminating the use of 81,000 litres of propane annually, the plant's total cost saving is estimated at Can\$32,722/year and the simple payback period (based on the CO₂ heat pump acquisition cost only) at 1.83 years. In addition, the plant's carbon dioxide emissions are reduced by more than 153 tons per year.

The second system is a laboratory-scale two-stage heat recovery system, including a passive heat recovery heat exchanger (as the first stage) and a supercritical CO₂ heat pump (as the second stage). It is sized to recover heat from low-grade waste heat effluents at temperatures of up to 45°C in order to heat cold city water entering the system at temperatures between 6.5°C and 7.5°C. The evaporator superheating figures (5.6°C to 7°C) are in the same order of magnitude as the ones achieved with the industrial-scale CO₂ heat pump (6.3°C). However, the isentropic compression efficiency (70%) is achieved at higher evaporating temperatures (i.e. 0 to 5°C) than those of the industrial-scale supercritical CO₂ heat pump, while the compression ratios (2.6) are about 39% lower. The average system COP is 45.8% higher than that of the industrial-scale supercritical CO₂ heat pump (5.93).

Table 9

CO₂ average operating parameters of the laboratory-scale supercritical CO₂ heat pump (Minea, 2012)

Test #	Compressor					T _{EVAP}
-	Suction		Discharge		π_C	-
-	P	T	P	T		-
-	MPa-a (bar-a)	°C	MPa-a (bar-a)	°C		°C
W-1	3.49 (34.9)	5.7	9.60 (96)	93	2.75	0
W-2	3.67 (36.7)	9.0	9.76 (97.6)	92	2.66	2
W-3	3.97 (39.7)	10.6	10.06 (100.6)	91.2	2.54	5

P: pressure (a - absolute); π_c : compression ratio; T: temperature; EVAP: evaporation

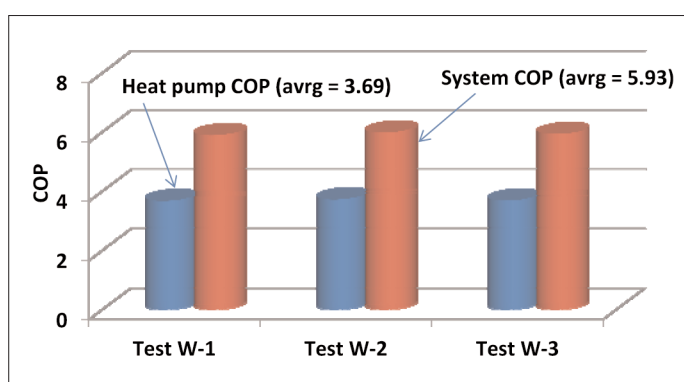


Figure 4: Heat Pump and System Coefficients of Performance (COP) of the Laboratory-Scale Supercritical CO₂ Heat Pump

ratios around 2.6 (Table 9), was 10.6% higher than the performance indicator of the industrial-scale supercritical CO₂ heat pump operating at a much lower evaporating temperature (-9°C) (see section 3.2) and with compression ratios about 39% higher (Table 2).

In this case, according to equation 2, the heat pump coefficient of performance is defined as the gas cooler thermal energy supplied divided by the compressor electrical energy consumed, and the system heating coefficient of performance as the gas cooler thermal energy supplied plus the cooling energy recovered divided by the electrical energy consumed by the compressor and the heat source (water) circulating pump. It can be seen that the average system COP (5.93) was 37.8% higher than the heat pump COP (3.69), both displaying excellent energy performance ratios (Figure 4).

6 REFERENCES

- Casson V., Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Girotto S., Minetto S., Zamboni L., Zilio C. (2003). "Optimization of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine", *Int. J. Refrig.*, 26:926-935.
- Cecchinato L., Chiarello M., Corradi M., Fornasieri E., Minetto S., Stringari P., Zilio C. (2009). "Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles", *International Journal of Refrigeration*, 32(5):1058-1067.
- Cho H., Lee M., Kim Y. (2009). "Numerical evaluation on the performance of advanced CO₂ cycles in the cooling mode operation", *Applied Thermal Engineering*, 29:1485-1492.
- Cho H., Ryu C., Kim Y. (2007). "Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger", *International Journal of Refrigeration*, 30:664-671.
- Elbel S., Hrnjak P. (2008). "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in trans-critical R744 system operation", *International Journal of Refrigeration*, 31:411-422.
- Fornasieri E., Girotto S., Minetto S. (2008). "CO₂ heat pump for domestic hot water", 8th Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen.
- Hwang Y., Radermacher R. (1998). "Experimental evaluation of CO₂ water heater", *Refrig Sci and Technol Proc*; 4:368-75
- Kim M-H., Pettersen J., Bullard C.W. (2004). "Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems", *Progress in Energy and Combustion Science*, 30:119-174.
- Lorentzen G. (1989). "Method of operating a vapour compression cycle under supercritical conditions", European patent 0424474B2, January.
- Lorentzen G. (1993). "Revival of the carbon dioxide as a refrigerant", *International Journal of Refrigeration*, 17(5):292-301.
- Lorentzen G., Pettersen J. (1992). "New possibilities for non-CFC refrigeration", *International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, IIR*, 1992:163-174.
- Madsen K., Poulsen C., Wiesenfarth M. (2005). "Study of capillary tubes in a supercritical CO₂ refrigeration system", *International Journal of Refrigeration*, 28:1212-1218.
- Marchand A. (2011). "La Fromagerie Polyethnique innove en matière de performance environnementale", *La Maîtrise de l'énergie – Hiver*.
- Minea V. (2012). "Low-grade industrial waste heat recovery with CO₂ trans-critical heat pumps in cold climates", 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, Netherlands.
- Minea V. (2013a). "Application of Industrial Heat Pumps", Task 3: Canada's R&D Projects, IEA Industrial Energy-related Systems and Technologies - Annex 13 and IEA Heat Pump Programme - Annex 35, October.
- Minea V. (2013b). "Application of Industrial Heat Pumps", Task 4: Canada's case studies, IEA Industrial Energy-related Systems and Technologies - Annex 13 and IEA Heat Pump Programme - Annex 35, October.
- Montagner G., Melo C. (2010). "An experimental study of CO₂ thermodynamic cycles", 9th IIR Gustav Lorentzen Conference, Sydney, Australia. National Energy Board. Canadian Energy Overview (2008). "Energy Market Assessment".
- Neksa P., Rekstad, H., Zakeri G.R., Schiefloe P.A. (1998a). "CO₂ heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results", *International Journal of Refrigeration*, 21(3):172-179.
- Neksa, P. (1992). "The trans-critical vapour compression cycle: its potential in heat pump processes", *Proceedings of Refrigeration, Energy and Environment International Symposium on the 40th Anniversary of NTH Refrigeration Engineering*, June 22-24, Trondheim, Norway.
- Neksa P., Rekstad H., Zakeri G.R. (1997). "CO₂ prototype hot water heat pump characteristics, system design and experimental results". *Proc. IIR Conference on Heat Pump Systems, Energy Efficiency and Global Warming*, Linz, Austria.
- Neksa P. (1994). "Trans-critical vapour compression heat pumps". *Proc. IIR Conference on New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air-Conditioning*, Hannover, p. 395-404.
- Neksa P., Hrnjak P., Pettersen J., Rieberer R., Schmidt E.L., Suss J. (1999). "CO₂ as a working fluid", 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, 1999.
- Neksa P., Walnum H.T., Hafner A. (2010). "CO₂ - A refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future", 9th IIR Gustav Lorentzen Conference, Sydney, Australia.
- Pettersen J., Lorentzen G. (1993). "A new, efficient and environmentally benign system for automobile air conditioning", *Proceedings of Vehicle Thermal Management Systems Conference*, Columbus, March.
- Pettersen J., Neksa P. (2002). "CO₂ refrigeration, air conditioning and heat pump technology development in Europe", *Mag. Soc. Air Conditioning refrig. Engrs., Korea*, 31(7): 53-64.
- Robinson D., Groll E. (1998). "Efficiencies of trans-critical CO₂ cycles with and without an expansion turbine", *International Journal of Refrigeration*, 21(7):577-589.
- Stene J. (2007). "Integrated CO₂ heat pump systems for space heating and hot water heating in low-energy houses and passive houses", *International Energy Agency (IEA) Heat Pump Programme – Annex 32 – Workshop in Kyoto, Japan – December 6th*.
- Stricker & Associates Inc. (2006). "Market study on waste heat and requirements for cooling and refrigeration in Canadian industry".
- White S.D., Yarrall, M.G., Cleland D.J., Hedley R.A. (2002). "Modelling the performance of a trans-critical CO₂ heat pump for high temperature heating", *International Journal of Refrigeration*, :479-486.
- Yarrall M.G., White S.D., Cleland D.J., Kallu R.D.S., Hedley R.A. (1998). "Performance of a trans-critical CO₂ heat pump for the food processing industries", *Proc. Natural Working Fluids '98 – IIR Gustav Lorentzen Conference*, Oslo, Norway, p. 159-66.
- Yarrall M.G., White S.D., Cleland D.J., Kallu R.D.S., Hedley R.A. (1999). "Performance of a supercritical CO₂ heat pump for simultaneous refrigeration and water heating", 20th International Congress of Refrigeration, Sydney.

CERCETARE

Consumul de energie controlat prin amprenta de carbon

Prof. Dr. Ing. Adrian Ioan RETEZAN, Dr. Ing. Ioan Silviu DOBOȘI

Motto: "Natura nu are nevoie de oameni, oamenii au nevoie de natură"

Lucrarea prezintă importanța economiei de energie prin legătura energie – amprentă de carbon. De asemenea face aprecieri privind incinerarea deșeurilor și la piața certificatelor de carbon obligatorii și voluntare.

The paper presents the importance of energy saving, based on the relation between energy and carbon footprint. The paper also refers to waste incineration and the mandatory and voluntary markets for green certificates.

1. Noțiuni introductive

În goana după profit (mare și rapid) consumul de energie a devenit tot mai mare, conducând, cum era de așteptat, la crize (în anii '70 ai secolului XX, de exemplu) dar și la îngrijorarea tuturor (unii că nu vor mai realiza câștigurile scontate, alții că nu vor mai avea acces la energie, ș.a.m.d.) și în consecință se caută alternative. Aceste alternative trebuie să fie sustenabile și cât mai ecologice.

Sursele de energie clasice epuizabile (în accepția general recunoscută de cei interesați, printre care și specialiștii), trebuie a fi substituite cu:

a) noi surse de energie

1. regenerabile: vânt, energia hidroelectrică, biomasa rezultată din prelucrarea deșeurilor altor activități sau special obținute (exemplu din clonarea sălciilor, plopilor);

2. cu potențial "nelimitat" (energia solară și cea geotermică);

b) rețehnologizări ale instalațiilor producătoare (mărirea randamentului) sau consumatoare (consum mai mic pentru obținerea aceluiași efect) de energie, respectiv optimizarea consumurilor;

c) economia de energie prin diminuarea (eliminarea) pierderilor și a risipei și raționalizarea consumurilor;

d) "teorii perverse" (ca cea ruso-ucraineană [<http://www.gasresources.net/introduction.htm/>]), conform căreia câștigă teren ideea originii abiotice a petrolului (și gazelor naturale); petrolul nu s-a format din materie organică (vegetală sau animală) ci se produce continuu în interiorul Pământului prin procesele fizice/chimice/geologice de la mari adâncimi (după modelul magmă + roci diferite + presiune + temperatură + ... = petrol).

Dacă se are în vedere efectul producerii, transportului și utilizării energiei, sub diverse forme: electrică, termică, mecanică etc., implicațiile/efectele asupra mediului înconjurător și al vieții sunt de importanță capitală și, din păcate sunt foarte multe negative. Grijă pentru viitor, apreciată prin sustenabilitate, nu mai „sperie” pe nimeni (din cei care câștigă/profită) și atunci s-a recurs (din păcate, aproape cu același rezultat) la „familia amprentelor” pentru protecția mediului (amprenta ecologică, amprenta de carbon, amprenta de apă).

2. Mod de abordare

Activitățile umane, la fel ca existența vie a planetei, sunt un ciclu permanent de absorbție, consum, producție și transformare de energie. Controlul acestora înseamnă sănătate umană, dar și sănătate naturală a mediului înconjurător, înseamnă echilibru favorabil existenței și dezvoltării. Controlul prin amprente își propune să reflecte „presiunea” (agresiunea) exercitată de OM asupra NATURII (în defavoarea acesteia). În anul 1992 William Rees a introdus noțiunea de „amprentă ecologică” (suprafața specifică de care are nevoie o entitate – om, organizație etc. – pentru a-și asigura necesarul de resurse și pentru a-și biodegrada complet deșeurile generate de-a lungul întregii sale existențe) și, în completare, „amprenta de carbon” (cantitatea totală de gaze cu efect de seră produse direct sau indirect ca urmare a desfășurării activităților umane), iar în 2002 a fost „lansată” de Arjen Z. Hoekstra „amprenta de apă” (studiază consumul de apă dulce – direct și/sau indirect – aferent unui produs sau serviciu).

Pentru a utiliza energia, în diferite moduri cu diverse tipuri de instalații, în diferite perioade, cu anumite programe (de exemplu: încălzire, răcire, iluminat, acționat instalații etc.) omul „acționează” comanda „pornire”, iar



CERCETARE

pentru a renunța comanda „oprire”. Aceasta înseamnă că energia este disponibilă („la comandă”) și că în amonte se află un lanț care poate cuprinde: acumulatori/transformatori, transportatori-distribuitori, stocatori, producători, asiguratori de „materie primă”, sortatori, captatori/asiguratori de materie primă „brută”; (din acest lanț pot lipsi unul sau mai multe repere, ori să fie completat cu altele specifice). Dar ce este important, constă în pierderile de energie de la sursă la consumator, respectiv de (posibila) poluare a mediului „neproductivă”, ceea ce ar putea fi exprimat cu relația:

$$PES = (TEUC + TPEN) + EAC \quad (1)$$

unde:

PES este potențialul de energie al sursei;

TEUC – totalul energiei utilă consumată;

TPEN – totalul pierderilor de energie „necesare”;

EAC – emisii cuantificabile prin amprenta de carbon.

Obs.: TPEN nu include risipa și pierderile provocate (accidente, neglijență, incompetență, sabotaj).

În consecință, se acceptă că, în funcție de sursa de energie, amprenta de carbon este prezentă și între cele două există o relație de intercondiționare:

$$E = \alpha AC \quad (2)$$

în care:

E este energia (într-un anumit punct a lanțului, incluzând toate activitățile din amonte);

AC – amprenta de carbon;

α – emisia specifică tipului de sursă (până în punctul considerat).

Amprenta de carbon (alături de celelalte amprente) se dorește a fi înțeleasă ca un indicator al poluării mediului ambiant de către/prin activitățile omului, dar și a fenomenelor naturale (erupții vulcanice, cutremure, alunecări de teren, inundații etc.).

În concordanță cu prevederile STAS ISO 14064 (Gaze cu efect de seră) calculul amprentei de carbon a unei entități (individ, organizație etc.) ține seama atât de emisiile directe, cât și de cele indirecte. Emisiile directe „aparțin” entității – pe locația/locațiile sa/sale de activitate, iar emisiile indirecte

rezultă (ca emisii) în amonte sau aval (când este cazul).

Principalele gaze cu efect de seră emise, identificate, se „traduc” prin echivalarea în tone CO₂. În figura 1 se exemplifică modul de abordare (conform și protocolului GES – Gaze cu Efect de Seră) al AC.

Determinarea AC are ca scop să depisteze sursele de emisii de gaze cu efect de seră ale entității, să evalueze potențialul de îmbunătățire și să ofere soluții alternative, soluții pe care entitatea să le ia în considerare pentru a-și reduce AC în condiții sustenabile (dezvoltării durabile). Se are în vedere relația generală, de forma:

$$CA[tCO_2 / zi...an] = \frac{1}{1000} \sum_n Emisie[kgCO_2 / zi...an] = \frac{1}{1000} \left(\sum Functionare X[u.m. X / zi...an] \times Factor\ emisie[kgCO_2 / u.m.X] \right)$$

în care „u.m. X” reprezintă unitatea de măsură a funcționării sursei de energie (de ex. țigări, cărbune, amoniac, biogaz etc.).

În mod uzual (convențional) AC (amprenta de carbon) se exprimă (calculează) în tCO₂/an; se mai apelează și la exprimarea în carbon $\overline{AC}$ folosind echivalența:

$$\overline{AC} = 0,27 AC \quad (4)$$

Ideea că reducerea/economia de energie, pe lângă efectele economice directe are și efecte „secundare” pozitive, ca de exemplu: diminuarea emisiilor de carbon, încetinirea încălzirii globale, protecția mediului, conduce la necesitatea/aprofundarea evidențierii legăturii directe între consumul de energie și amprenta de carbon.

3. Comentarii

Acceptând necesitatea consumului de energie produsă de om într-o civilizație avansată, trebuie, cu același interes (dacă nu superior) să protejăm mediul, adică să apelăm la energii cât mai „curate”/nepoluante. (Este ușor de spus dar mai greu de realizat, în consecință măcar să limităm efectele negative).

Criza energetică din 1970 a „impus” soluția incinerării

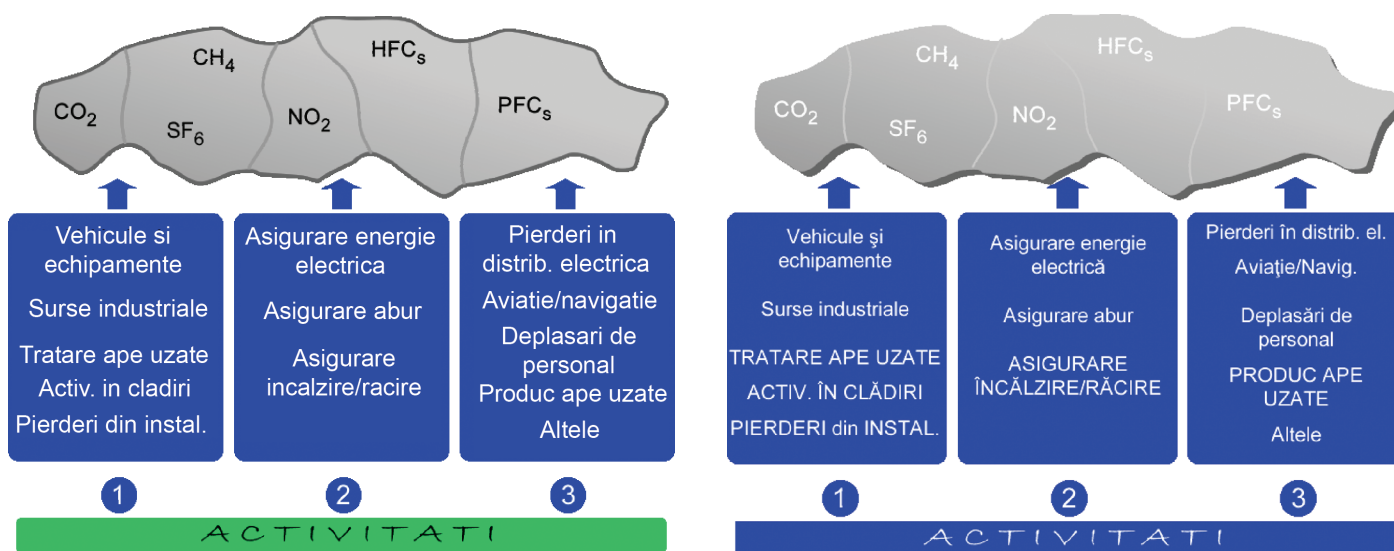


Fig. 1. Gaze cu efect de seră (GES)

CERCETARE

deșeurilor, o soluție neecologică (care în fapt camuflează un stil de viață bazat pe consum și risipă) și practic nesustenabilă. Incinerarea [green-report.ro] susține un sistem economic linear, bazat pe exploatare-producție-consum-distruge și, pe cale de consecință, pe consumul nelimitat al resurselor planetei. Ministrul mediului din Franța – Ségolène Royal – afirma (în 2014!) că tehnologiile de obținere a energiei din deșeuri sunt depășite și că viitorul aparține strategiilor „ZERO WASTE” (nu este o întoarcere la economia din feudalism, ci un progres care definește „economia circulară”, bazată pe reciclare în mare măsură). Urmând această idee, trebuie combătuți cei care consideră că deșeurile municipale și asimilabile [Green Report al ZERO WASTE Romania] sunt biomasă, deoarece provin din materiale/materii finite.

Un exemplu (foarte elocvent pentru decalaje tehnologice, mod de abordare și posibilități de realizare) îl constituie deponeea Timișoara pentru care abia în decembrie 2013 a fost semnat contractul (valoare 66 milioane Euro și TVA), iar după mai bine de un an nu au început lucrările (din lipsa de fonduri!). Capacitatea acestui obiectiv (deponee) este de cca 240 t/zi sau 79000 t/an deșeuri sortate (de reținut tipul deșeurilor: SORTATE), estimându-se obținerea de energie electrică (cca 48000MWh/an) și energie termică (sub formă de abur de circa 105000 Gcal/an). Analiza (la ora actuală) a acestei soluții arată că:

- a) prin incinerare se reduc deșeurile la circa 15-20% din greutatea inițială (ceea ce conduce la ocuparea unei suprafețe mai mici de teren – avantaj);
- b) reducerea pericolului de infestare a pânzei freatice prin infiltrarea levigatului, precum și eliminarea emisiilor de metan prin renunțarea la (actualele) depozite (de asemenea, avantaj);
- c) diversificarea mixului energetic și reducerea consumului de combustibil convențional (avantaj);
- d) preț ridicat, deci mărirea facturilor pentru salubritate (dezavantaj);
- e) prin emisiile toxice (dioxine, metale grele, furani) incineratoarele sunt „fabrici” de boli (dezavantaj);
- f) toxicitatea ridicată a cenușei/zgurii rezultate, fie că sunt înglobate în materiale de construcții, fie că sunt depozitate (dezavantaj).

Datorită dependenței de combustibilii fosili responsabili de poluarea aerului, se arată în studiul condus de Michael Greenston de la Universitatea din Chicago, în colaborare cu Universitățile Harvard și Yale, în India (660 milioane locuitori) viața omului este scurtată cu 3 ani.

Amprenta de carbon, în prezent este de 4000 kg/om·an, iar cea maxim admisă pentru o dezvoltare durabilă este de 2000 kg/om·an [neutralizare.ro/ce-este-amprenta-de-carbon/]. În topul „amprentei personale de carbon” conduc Luxemburg cu 21,6 t/om·an, urmat de SUA cu 20 t/om·an și Australia cu 17 t/om·an. Media pentru țările industrializate depășește 11 t/om·an. Un studiu (din 2012) al WRI-World Resources Institute, indică faptul că SUA „produceau” $5,173 \times 10^9$ tCO₂/an, China $3,783 \times 10^9$ tCO₂/an, Rusia $1,534 \times 10^9$ tCO₂/an, iar România ocupă locul 22 cu $9,5 \times 10^7$ tCO₂/an.

Este de menționat faptul că nu numai omul, prin

activitățile sale, contribuie la emiterea de gaze cu efect de seră (caracterizate/apreciate prin amprenta de carbon) ci și însăși natura/planeta își aduce aportul (într-o măsură chiar mai mare decât omul). În revista Nature [bbc.com] se apreciază că bioxidul de carbon eliberat în atmosferă din adâncurile oceanului planetar a dus la încheierea ultimei Ere Glaciare (care a durat începând cu 110000 ani în urmă până cu 12000 ani în urmă). Oceanul este un „rezervor” de bioxid de carbon mult mai mare decât atmosfera, iar interacțiunea ocean-atmosferă este foarte importantă (chiar decisivă) în evoluția vieții pe Terra.

4. Considerații finale

Pentru economia de energie, dar mai ales pentru diminuarea amprente de carbon (ecologizarea producției de energie) au fost „concepute” și validate certificatele de carbon. Un certificat de carbon (certificat verde) este o autorizație care reprezintă o tonă de bioxid de carbon NEATINSĂ, dând dreptul (firmei, concernului, țării ...) de a compensa emisiile de o tonă bioxid de carbon (sau a altor gaze cu efect de seră echivalente în bioxid de carbon), dacă certificatul de carbon provine de la un proiect/activitate prin care s-au redus emisiile GES. Aceste certificate de carbon au devenit (din păcate) o marfă, cei „bogați” le cumpără de la cei „săraci” și finalmente toată lume pierde (în defavoarea mediului). (În conformitate cu protocolul de la Kyoto fiecare stat membru are o cotă de emisii GES. Țările care au depășit aceste cote pot achiziționa de la cei care nu s-au folosit de ale lor. Aceste cote sunt numite „certificate de carbon” de pe piața obligatorie). Această modalitate (sistem) nu oferă o alternativă reală pentru reducerea/eliminarea gazelor cu mare efect de seră produse de activități umane.

În contra pondere cu cotele de piața obligatorie au fost concepute „cotele de carbon voluntare” urmare a proiectelor care folosesc energii regenerabile în locul celor „clasice” sau prin inițiative de producere de energii curate. Comercializarea „certificatelor de carbon voluntare” are un impact direct și pozitiv asupra sustenabilității (contribuie la întârzierea procesului de încălzire globală).

Piața europeană a energiei produse din surse regenerabile de energie este controlată de SECV - Sistemul European de Certificate Verzi - organizație europeană non-profit, acceptată de comun acord de țările membre (participanți).

Instalațiile pentru construcții – care nu au ca obiect de activitate declarat producția de energie – pot să-și aducă, într-o măsură însemnată contribuția la diminuarea consumurilor de energie prin promovarea tehnologiilor/instalațiilor energofobe, calitatea și duranța materialelor și echipamentelor, prin mentenanță și personal calificat.

Bibliografie

- <http://www.carbonsolutionsglobal.com>
- http://ec.europa.eu/environment/industry/retail/pdf/iss ue_paper_6/ENV-2012-00380-00-00-RO-TRA-00.pdf
- <http://www.deseuri-colectare-reciclare.ro/amprenta-de-carbon.html>

Prezentarea cărții "Treapta biologică de epurare a apelor uzate", autor Prof. univ. dr. biolog Stoica Preda GODEANU



Prof. univ. dr. biolog Stoica Preda GODEANU a elaborat cartea **"Treapta biologică de epurare a apelor uzate"**, ca urmare a experienței dobândite în cei 9 ani de lucru la Institutul de Cercetări pentru Ingineria Mediului (fost ICPGA), când a lucrat în cadrul secției Protecția și Epurarea Apelor, sub conducerea regretatei Dr. Lydia Vaicum.

În prezent, la majoritatea stațiilor de epurare există și treapta biologică de epurare, dar la care sistemul de control este ca și inexistent, deoarece la facultățile de biologie și la cele cu profil de protecția mediului nu se face pregătirea referitoare la controlul stațiilor de epurare.

Cartea "Treapta biologică de epurare a apelor uzate" îndeplinește rolul să învețe pe biologi ce trebuie să facă, să înțeleagă rolul biologului în controlul stației de epurare, pentru ca astfel ei să devină participanți activi la realizarea unei epurări eficiente.

Cartea este utilă totodată și inginerilor și chimiștilor care lucrează în stațiile de epurare, tocmai pentru faptul că vor înțelege mai bine rolul și importanța treptei biologice de epurare, dar și locul biologului în sistemul de control al acesteia.

Cartea aduce un lucru nou, acela de încifrare a informațiilor biologice, fapt ce poate permite coroborarea datelor biologice cu cele fizico-chimice, astfel încât rezultatele controlului biologic vor putea fi înțelese de întregul personal cu studii superioare din stația de epurare.

Pentru biologi, în anexele acestei lucrări sunt date (și sunt ilustrate corespunzător) tipurile de bacterii, protozoare și metazoare care pot fi întâlnite în o stație de epurare și este prezentat un sistem de notare cifrică, ce poate fi ulterior prelucrat matematic.

În continuare se prezintă conținutul cărții "Treapta biologică de epurare a apelor uzate", autor Prof. univ. dr. biolog Stoica Preda GODEANU.

1. Necesitatea și importanța controlului biologic în stațiile de epurare a apelor uzate

2. De unde provin organismele care populează stațiile de epurare

3. Ce se întâmplă cu organismele ajunse în o stație de epurare?

- 3.1. Apele de canalizare
- 3.2. Treapta de epurare primară
- 3.3. Treapta biologică de epurare

3.4. Treapta terțiară de epurare

3.5. Treapta de tratarea nămolului

4. Organismele din instalațiile de epurare a apelor uzate

- 4.1. Bacterii
- 4.2. Ciuperci
- 4.3. Protiste
- 4.4. Plante
- 4.5. Animale

5. Controlul biologic în stațiile de epurare

- 5.1. Recoltarea probelor biologice
- 5.2. Dotarea unui laborator de biologie
- 5.3. Efectuarea observațiilor microscopice
- 5.4. Notarea cifrică și prelucrarea sintetică a observațiilor microscopice
- 5.5. Observații și măsurători fiziologice
- 5.6. Testele de toxicitate
- 5.7. Simulări ale proceselor de epurare biologică în instalații de laborator

6. Desfășurarea proceselor biologice și caracteristicile biocenozelor instalate în diferitele obiecte ale unei stații de epurare

- 6.1. Factorii care influențează desfășurarea proceselor biologice
- 6.2. Procesele biologice și caracteristicile biocenozelor instalate în diferitele obiecte ale stației de epurare

7. Dereglări ale activității proceselor care au loc în obiectele instalațiilor treptei biologice și măsuri de redresare care pot fi luate

- 7.1. Biofiltre
- 7.2. Discuri rotative
- 7.3. Țanțuri de oxidare
- 7.4. Instalațiile de epurare care folosesc plante nămol și/sau plante de mlaștină
- 7.5. Bazine de aerare cu nămol activ (aerotancuri)
- 7.6. Iazurile biologice de epurare terțiară

Anexe:

- 1. Cheile de determinare pentru organismele care pot fi întâlnite în stațiile de epurare
- 2. Imaginile principalelor organisme prezente în instalațiile de epurare
- 3. Notele acordate bacteriilor și ciupercilor
- 4. Explicarea termenilor de biologie și ecologie folosiți în această carte

Cartea poate fi accesată la adresa de internet:
www.bucura.ro/stoica/EBAU.pdf

REGLEMENTĂRI

Neconformități la transpunerea reglementărilor privind contorizarea individuală a consumatorilor finali de energie termică din Directiva 2012/27/UE în legislația națională

Ing. Mihai BEZNOSKA

Asociat al Asociației Naționale a Prestatorilor de Servicii de Contorizare și Calcul al Utilităților- ANPSC



În concluziile Consiliului Europei din 10 iunie 2011 privind Planul 2011 pentru eficiență energetică s-a subliniat că 40 % din consumul final de energie al Uniunii este reprezentat de clădiri. De aici rezultă că strategia în domeniul eficienței energetice ar trebui să vizeze renovările profunde, eficiente din punct de vedere al costurilor, care să reducă atât volumul de energie furnizat, cât și consumul de energie final al unei clădiri, cu un procent semnificativ în comparație cu nivelurile anterioare renovării, rezultând astfel o performanță energetică foarte mare.

Se menționează că "reabilitarea termică a construcțiilor de locuințe" nu se limitează doar la "anveloparea" imobilelor de tip condominiu. Reducerea importantă a consumului de energie termică pentru încălzire nu se poate realiza fără implementarea contorizării individuale a consumurilor de energie termică pentru încălzire/răcire și preparare apă caldă în apartamentele din blocuri. În România reabilitarea termică a construcțiilor s-a putut realiza în perioada 2009-2015, conform Programului de reabilitare termică a blocurilor de locuințe, OUG nr.18/2009 [1], dar fără dotarea corpurilor de încălzire cu robinete termostactice și fără montarea sistemelor de contorizare individuale cu repartitoare de costuri de încălzire, declarate conform [2], optime pentru schemele verticale de distribuție a agentului termic.

Sub presiunea exclusivă a producătorilor de materiale izolatoare, focalizarea reabilitărilor termice doar pe anveloparea construcțiilor a fost și este o eroare tehnică. În consecință, contrar prevederilor din [2], consumatorii finali din toate apartamentele din blocurile reabilitate termic până în 2015, în România au fost, sunt și vor fi nevoiți în continuare să-și regleze în timpul iernii temperatura interioară prin "deschiderea ferestrelor" și le-au fost impuse cheltuieli de încălzire repartizate după criterii paușale, fără considerarea consumurilor reale individuale de energie termică.

De aici rezultă necesitatea analizării de către forurile inginerilor de instalații a modului în care sunt transpuse în legislația națională prevederile Directivei 2012/27/UE privind eficiența energetică. Din textul Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014, s-a exclus termenul de 31 decembrie 2016 pentru contorizarea individuală. Se menționează în mod expres că termenul 30 decembrie 2013 a fost fixat prin art. 9 alin.3 din [2], pentru

finalizarea contorizării individuale a consumurilor de energie termică ale consumatorilor finali din apartamentele din imobilele de tip condominiu în toate țările membre în UE!

În preambulul Directivei 2012/27/UE, Parlamentul European și Consiliul Uniunii Europene a înscris o serie de argumente, dintre care se preiau sub formă de citat considerentele admise la nivel european referitoare la contorizarea individuală:

(28) *Este benefică utilizarea contoarelor individuale sau a repartitoarelor de costuri pentru energia termică pentru măsurarea consumului individual de energie termică în clădirile cu mai multe apartamente alimentate prin rețeaua de termoficare sau prin încălzirea centrală comună, în măsura în care consumatorii finali au posibilitatea de a-și controla consumul individual. Prin urmare, utilizarea acestora are sens doar în clădirile în care corpurile de încălzire sunt prevăzute cu robinete cu termostat pentru corpuri de încălzire.*

(29) *În anumite clădiri cu mai multe apartamente alimentate prin rețeaua de termoficare sau prin încălzirea centrală comună, utilizarea unor contoare care măsoară cu precizie consumul individual de energie termică ar fi complicată din punct de vedere tehnic și costisitoare, întrucât apa caldă folosită la încălzire intră și iese din apartamente prin mai multe puncte. Se poate presupune că, din punct de vedere tehnic, contorizarea individuală a consumului de energie termică în clădirile cu mai multe apartamente este, cu toate acestea, posibilă în cazul în care instalarea contoarelor individuale nu ar necesita schimbarea conductelor existente pentru încălzirea cu apă caldă din clădire. În astfel de clădiri, măsurarea consumului individual de energie termică poate fi efectuată prin intermediul repartitoarelor individuale de costuri pentru energia termică instalate pe fiecare corp de încălzire.*

În temeiul acestor considerente, Directiva 2012/27/UE stabilește următoarele obligativități pentru toate țările din UE:

"Articolul 9 Contorizarea

(1) *Statele membre garantează că, în măsura în care este posibil din punct de vedere tehnic, rezonabil din punct de vedere financiar și proporțional în raport cu economiile de energie potențiale, consumatorii finali de energie electrică, gaze naturale, încălzire centralizată, răcire centralizată și apă caldă menajeră sunt dotați cu contoare individuale la prețuri competitive, care reflectă exact consumul real de energie al consumatorilor finali și care furnizează informații despre timpul efectiv de utilizare. (N.B. sublinierea autorului)*

Astfel de contoare individuale la prețuri competitive se pun totdeauna la dispoziție în cazul în care:

REGLEMENTĂRI

(a) se înlocuiește un contor existent, cu excepția situației în care acest lucru nu este posibil din punct de vedere tehnic sau nu este rentabil în raport cu economiile potențiale estimate pe termen lung;

(b) se face o nouă conexiune într-o clădire nouă sau atunci când o clădire este supusă unor renovări majore, în conformitate cu dispozițiile Directivei 2010/31/UE.”

Este evident că, în conformitate cu prevederile art. 9 al.1 din [2], în textul original al Directivei 2012/27/UE privind eficiența energetică, este înscrisă responsabilitatea tuturor statelor de la nivelul Uniunii Europene de a garanta toate măsurile necesare pentru implementarea contorizării individuale.

În Directivă, la același articol nr.9 Contorizarea, dar la aliniatul nr. 3, se stabilește o sarcină cu caracter obligatoriu pentru toate țările din UE privind finalizarea contorizării individuale a apartamentelor din condominii:

”Articolul 9 Contorizarea

...(3) În cazul în care încălzirea și răcirea sau apa caldă pentru o clădire sunt furnizate de o rețea de termoficare sau de o sursă centrală care alimentează mai multe clădiri, se instalează un contor de energie termică sau de apă caldă la schimbătorul de căldură sau la punctul de livrare.

În clădirile cu mai multe apartamente și în clădirile polivalente cu o sursă centrală de încălzire/răcire sau alimentate de la o rețea de termoficare sau de la o sursă centrală servind mai multe clădiri, contoarele care măsoară consumul individual se instalează de asemenea până la 31 decembrie 2016 pentru măsurarea consumului de energie pentru încălzire sau răcire sau de apă caldă pentru fiecare unitate în parte, în cazul în care acest lucru este fezabil din punct de vedere tehnic și eficient din punct de vedere al costurilor. În cazul în care utilizarea de contoare individuale nu este fezabilă din punct de vedere tehnic sau nu este eficientă din punct de vedere al costurilor, pentru contorizarea energiei termice se utilizează repartitoare individuale de costuri pentru energia termică destinate măsurării consumului fiecărui corp de încălzire, cu excepția cazului în care statul membru în cauză arată că instalarea unor astfel de repartitoare nu ar fi eficientă din punct de vedere al costurilor. În aceste cazuri, pot fi avute în vedere metode alternative eficiente din punct de vedere al costurilor privind măsurarea consumului de energie termică.” (N.B. sublinierea autorului).

Este foarte clar, că la nivelul Uniunii Europene, implementarea contorizării individuale pentru înregistrarea consumurilor de energie termică ale consumatorilor finali din apartamentele din blocurile de locuințe nu este condiționată în nici un fel de tipul distribuției agentului termic și respectiv a apei calde, existând soluții tehnice atât pentru distribuția orizontală cât și pentru distribuția verticală. Conform [2], soluția optimă funcție de schema de distribuție a agentului termic este:

- contor de energie termică de apartament pentru distribuția orizontală;

- repartitoare de costuri de încălzire pe fiecare corp de încălzire pentru distribuția verticală.

N.B. În ambele cazuri, montarea robinetelor termostactice pe toate corpurile de încălzire din tot imobilul este o condiție obligatorie.

Conform [2], soluția optimă funcție de schema de distribuție a apei calde este:

- contor de energie termică pentru apă caldă, de apartament, pentru distribuția orizontală;

- contoare de apă caldă la fiecare punct de consum a apei calde, pentru distribuția verticală.

Condiția asumată de toate țările din Uniunea Europeană prin adoptarea Directivei 2012/27/UE privind eficiența energetică este finalizarea până la 31 decembrie 2016 a contorizării individuale a energiei termice pentru încălzire și apă caldă la nivelul consumatorilor finali din apartamentele de bloc!

Se menționează că Directiva 2012/27/UE privind eficiența energetică a intrat în vigoare la 4 decembrie 2012 și a avut termen de transpunere la nivel național în toate țările membre până la data de 5 iunie 2014. E de prisos să se menționeze că nici termenul de transpunere n-a fost respectat de România, deși a fost acordată o perioadă de timp de cca.1,6 ani. De abia la 1 august 2014, în Monitorul oficial nr. 574 a fost publicată Legea nr. 121 privind eficiența energetică, adoptată de Parlamentul României la data de 18 iulie 2014.

Prevederile art. 9 al. 1 din Directiva 2012/27/UE au fost preluate doar parțial la art. 10 al. 1 din [3]. La o primă citire fugară, s-ar putea crede că în textul art. 10 al.1 din [3] totul este corect. Însă, o examinare mai atentă relevă faptul că nu s-a ținut seama de sarcinile asumate prin adoptarea Directivei 2012/27/UE.

Analiza comparativă din Tabelul 1 a prevederilor art. 9 al.1 din [2] cu cele din art. 10 al. 1 din [3] relevă următoarea neconformitate din legislația națională:

Constatarea nr.1.

Sintagma ”statele membre garantează” din textul original al Directivei 2012/27/UE a fost eliminată, cu un scop bine determinat, din textul art. 10 al.1 al Legii nr. 121/2014. Astfel, prin Legea nr. 121/2014, statul român nu mai are nicio sarcină în a garanta implementarea contoarelor individuale pentru reflectarea exactă a consumului real de energie al consumatorilor finali de energie electrică, gaze naturale, încălzire centralizată, răcire centralizată și apă caldă menajeră. Art. 10 al.1 din Legea nr. 121/2014 nu este conform cu art.9.1 din Directiva 2012/27/UE. Prin această modificare de redactare, responsabilitatea implementării contoarelor de energie termică și a repartitoarelor de costuri de încălzire fost trecută doar în sarcina consumatorilor finali, deci în sarcina proprietarilor de apartamente!

Pentru cititorii care cred că textul constatării nr. 1 este doar o ”exagerare” a autorului articolului, se prezintă în extras textul original, tradus, al art.10 de la cap. D Obligația de a furniza contoare și date privind contorizarea [4], text care relevă modul în care documentele europene ”impun statelor membre să se asigure” de implementarea contorizării individuale la nivelul consumatorului final.

”D. OBLIGAȚIA DE A FURNIZA CONTOARE ȘI DATE PRIVIND CONTORIZAREA

10. Dispozițiile articolului 9 alineatul (1), care impun statelor membre să se asigure – în funcție de fezabilitatea tehnică și eficiența din punct de vedere al costurilor – că consumatorii finali dispun de contoare individuale la prețuri competitive, care reflectă exact consumul real de energie al consumatorilor finali și care furnizează informații despre timpul efectiv de utilizare, au fost introduse prin articolul 13

REGLEMENTĂRI

Tabelul 1

Text original din Directiva 2012/27/UE "Articolul 9 Contorizarea	Text transpus în Legea nr. 121/2014 Contorizarea
(1) Statele membre garantează că, în măsura în care este posibil din punct de vedere tehnic, rezonabil din punct de vedere financiar și proporțional în raport cu economiile de energie potențiale, consumatorii finali de energie electrică, gaze naturale, încălzire centralizată, răcire centralizată și apă caldă menajeră sunt dotați cu contoare individuale la prețuri competitive, care reflectă exact consumul real de energie al consumatorilor finali și care furnizează informații despre timpul efectiv de utilizare. (N.B. sublinierea autorului) Astfel de contoare individuale la prețuri competitive se pun totdeauna la dispoziție în cazul în care: (a) se înlocuiește un contor existent, cu excepția situației în care acest lucru nu este posibil din punct de vedere tehnic sau nu este rentabil în raport cu economiile potențiale estimate pe termen lung; (b) se face o nouă conexiune într-o clădire nouă sau atunci când o clădire este supusă unor renovări majore, în conformitate cu dispozițiile Directivei 2010/31/UE.	"Art. 10. - (1) În măsura în care este posibil din punct de vedere tehnic, rezonabil din punct de vedere financiar și proporțional în raport cu economiile de energie potențiale, consumatorii finali de energie electrică, gaze naturale, încălzire centralizată, răcire centralizată și apă caldă menajeră sunt dotați cu contoare individuale la prețuri competitive, care reflectă exact consumul real de energie al consumatorilor finali și care furnizează informații despre timpul efectiv de utilizare. (2) Astfel de contoare individuale la prețuri competitive se pun totdeauna la dispoziție în cazul în care: a) se înlocuiește un contor existent, cu excepția situației în care acest lucru nu este posibil din punct de vedere tehnic sau nu este rentabil în raport cu economiile potențiale estimate pe termen lung; b) se face o nouă conexiune într-o clădire nouă sau atunci când o clădire este supusă unor renovări majore, în conformitate cu dispozițiile Legii nr. 372/2005, republicată."

din Directiva 2006/32/CE. În DEE, acest drept se aplică în continuare, dar acum este extins, de asemenea, la consumatorii finali care locuiesc în clădiri cu mai multe apartamente și clădiri polivalente cu un sistem central comun de încălzire/răcire/apă caldă pentru o astfel de clădire, care ar trebui să fie dotată cu astfel de contoare până la 31 decembrie 2016 [articolul 9 alineatul (3)]."

Prevederile art. 9.al.3 din Directiva 2012/27/UE au fost preluate în mod corect și sintetic la art.10 al.4 și 5 din Legea nr. 121/2014.

Se remarcă, în plus față de prevederile art. 9 al.3 din Directiva 2012/27/UE, menționarea în textul art. 10 al.5 din Legea nr. 121/2014 a caracterului de **obligativitate** pentru acțiunea de finalizare a contorizării individuale la nivel de apartament din imobile de tip condominiu: **"...este obligatorie montarea contoarelor până la 31 decembrie 2016...."**

La art. 10 al.6 din Legea nr. 121/2014 este înscrisă și prevederea că în blocurile în care sunt implementate contoarele individuale de energie termică pentru încălzire sau repartitoarele de costuri de încălzire și/sau contoarele de apă caldă, repartizarea consumului de energie termică pentru încălzire/răcire și/sau apă caldă se face numai în baza Ordinului nr. 343/2010 al ANRSC. Astfel repartizarea cheltuielilor aferente de încălzire și respectiv apă caldă ar trebui efectuată, conform principiilor Directivei 2012/27/UE, numai în funcție de consumul efectiv de energie termică repartizat fiecărui apartament, renunțându-se definitiv la repartizarea cheltuielilor de încălzire și apă caldă după criterii paușale, practicate din păcate și în prezent de către administratorii blocurilor de locuințe :

"Art.10 (6) În imobilele de tip condominiu racordate la sistemul centralizat sau dotate cu o sursă proprie locală de producere a energiei termice la nivel de scară/bloc, repartizarea consumului de energie termică pentru încălzire/răcire și/sau apă caldă se face în baza normelor tehnice elaborate de Autoritatea Națională de Reglementare pentru Serviciile Comunitare de Utilități Publice. Normele includ modalități de repartizare a consumului de energie termică aferent:

- a) apei calde de consum;
- b) încălzirii spațiilor comune;
- c) încălzirii apartamentelor și spațiilor cu altă destinație din condominiu."

Se reamintește că până la apariția Directivei 2012/27/UE și respectiv a transunerii ei la nivel național prin Legea nr. 121/2014 privind eficiența energetică, **obligativitatea montării contoarelor individuale de căldură în cazul distribuției orizontale și respectiv a repartitoarelor de încălzire în cazul distribuției verticale în scopul individualizării consumurilor de încălzire era reglementată la nivel național în România** prin Legea nr. 325/2006 a serviciului public de alimentare cu energie termică (v. art. 29), Legea nr.51/2006 a serviciilor comunitare de utilități publice (v. art.42 al.6 ; HG nr. 933/2004 privind contorizarea consumatorilor racordați la sistemele publice de alimentare cu energie termică (v. art. 1 și art. nr.2); HG nr. 609/1997 pentru modificarea art.2 alin (2) din HG 933/2004. Sarcina proprietarilor de a finaliza montarea contoarelor de energie termică la nivel de apartament în cazul distribuției orizontale, respectiv a repartitoarelor de costuri în cazul distribuției verticale, a fost fixată prin reglementările legale românești inițial pentru **31 iulie 2007**, termen care s-a dovedit doar mobilizator, dar nerealist. Conform HG 609/2007, termenul a fost prorogat pentru **30 septembrie 2009**, iar **ulterior a fost pur și simplu abandonat, fără a fi stabilit un nou termen la nivel național.**

Se menționează, în mod expres, că în conformitate cu prevederile art.31 din Legea nr.325/2006, Guvernul României trebuia încă din 30 septembrie 2009 să stabilească printr-o Hotărâre de guvern un nou termen pentru finalizarea contorizării individuale în România:

"ART. 31

Calendarul de respectare a termenelor asumate pentru finalizarea contorizării la nivel de bransament termic și montarea repartitoarelor de costuri pentru consumatorii de energie termică individuali, condițiile de derulare și sancțiunile în caz de nerespectare a dispozițiilor pentru finalizarea

REGLEMENTĂRI

contorizărilor la nivel de bransament termic, contorizărilor individuale și repartizarea costurilor, precum și termenul și condițiile de aplicare pentru prețul binom al energiei termice se stabilesc prin hotărâre a Guvernului.”

Constatarea nr.2.

a) Guvernul României nu a respectat reglementările referitoare la finalizarea implementării contorizării individuale înscrise în propria legislație națională.

b) Guvernul României, Ministerul Energiei și Ministerul Dezvoltării Regionale și Administrației Publice n-au respectat prevederile art. 9 al. 3 din Directiva 2012/27/UE pentru că după 1 august 2014 n-au adoptat măsurile necesare pentru respectarea termenului de 31 decembrie 2016 fixat pentru finalizarea contorizării individuale a consumurilor de energie termică din apartamentele din imobilele de tip condominiu.

Pentru a analiza modul concret în care autoritățile de resort din România ar fi trebuit să acționeze pentru respectarea termenului de 31 decembrie 2016, fixat la nivel european, pentru finalizarea obligatorie a montării contoarelor individuale de căldură și/sau a repartitoarelor de costuri de încălzire, cităm prevederile art. 19 al.2 din Legea nr. 121/2014 privind eficiența energetică:

”Art. 19. - (1) Planul național de acțiune în domeniul eficienței energetice se actualizează în termen de 120 de zile de la intrarea în vigoare a prezentei legi și la fiecare 3 ani, fiind aprobat prin hotărâre a Guvernului.

(2) Pentru aplicarea unitară a prevederilor prezentei legi, Departamentul pentru Energie și Ministerul Dezvoltării Regionale și Administrației Publice pot emite instrucțiuni, pentru domeniile specifice, care se aprobă prin ordine ale miniștrilor și se publică în Monitorul Oficial al României, Partea I.”

Constatarea nr.3.

Contrar cerințelor de la art. 19 al.2 din [2], MDRAP și Ministerul Energiei n-au emis, din 1 august 2014 și până în prezent, nici-o nouă instrucțiune în domeniul finalizării contorizării individuale a energiei termice la nivelul apartamentelor.

Materialul informativ disponibil pe pagina de internet a MDRAP se rezumă la Broșurile de reabilitare termică a blocurilor de locuințe [5], publicată de MDRL și respectiv [6], publicată de MDRAP la 27 septembrie 2012. Ambele au fost editate înainte de adoptarea [2] și nu conțin nicio informație referitoare contorizarea individuală a consumurilor de energie termică.

Contrar prevederilor art. 6 al.15 din [3], deși MDRAP este autoritatea competentă în domeniul construcțiilor, MDRAP n-a făcut public nici-un material de promovare / informare a consumatorilor finali de căldură și apă caldă din apartamentele din imobile de tip condominiu privind obligativitatea respectării termenului final de implementare a contorizării individuale până la 31 decembrie 2016.

Constatarea nr.4.

Deși a trecut mai mult de jumătate din perioada de timp acordată (iunie 2014 – decembrie 2016) pentru finalizarea contorizării individuale a căldurii din apartamentele de bloc, MDRAP n-a întreprins nicio acțiune de informare și/sau

promovare a eficienței energetice în clădiri prin contorizarea individuală a consumatorilor finali de energie termică pentru încălzire și apă caldă.

Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 nu este conform art. 19 al. 2 din Directiva 2012/27/UE.

Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 [7], aprobat prin HG 122/2015 din 25 februarie 2015, a fost publicat în M.O. nr.169 bis din 11 martie 2015. Astfel, PNAEE versiunea 2014 care trebuia să fie transmis Comisiei Europene până la data de 30 aprilie 2014 a fost făcut public în România abia în 11 martie 2015, deci de-abia după cca.1 an, când a fost tipărit în Monitorul Oficial nr. 169 bis.

Conform Notei de fundamentare a Guvernului [8], PNAEE versiunea 2014 trebuia să fie în deplină concordanță cu prevederile Directivei 2012/27/UE și deci și cu prevederile Legii nr. 121/2014 privind eficiența energetică:

”Secțiunea 2 Motivul emiterii actului normativ

Punctul 1 Descrierea situației actuale

Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 este elaborat în concordanță cu cerințele impuse de Directiva 2012/27/UE.”

În realitate, Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 este neconform cu art. 9 al.3 din DEE 2012/27/UE.

În 22 mai 2013, a intrat în vigoare decizia de punere în aplicare a comisiei din 22 mai 2013 de stabilire, în temeiul Directivei 2012/27/UE a Parlamentului European și a Consiliului, a unui model pentru Planurile Naționale de Acțiune pentru Eficiență Energetică, model care trebuia să fie respectat de toate țările membre UE. În [9] este prezentat un Model pentru elementele obligatorii din PNAEE, iar la cap. 3.1 Măsurile orizontale sunt înscrise și următoarele cerințe:

3.1.3. Contorizarea și facturarea (articolele 9 - 11 din Directiva DEE)

Vă rugăm să furnizați o descriere a măsurilor implementate și planificate, adoptate sau care urmează să fie adoptate în ceea ce privește contorizarea și facturarea [articolele 9, 10 și 11 din Directiva DEE, precum și partea 2 punctul 2 prima teză din anexa XIV la Directiva DEE].

Simpla citire comparativă a datelor din [2], [3] și respectiv [7] relevă în primul rând că Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 nu face nicio referire la sarcina de finalizare a contorizării individuale a energiei termice pentru toate țările UE până la data de 31 decembrie 2016. Printr-o simplă omisiune, nu se respectă cerințele Directivei 2012/27/UE privind încheierea contorizării energiei termice în apartamentele din condominii.

Constatarea nr.5.

Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 nu este conform cu art.9 al.3 din Directiva 2012/27UE de finalizare a contorizării individuale a consumurilor de energie termică a apartamentelor până la 31 decembrie 2016.

Contrar prevederilor art. 3.1.3 din [9], cap. 3.3. referitor la contorizarea consumurilor de energie termică din Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014, nu furnizează date și descrierea măsurilor

REGLEMENTĂRI

implementate și planificate, adoptate sau care urmează să fie adoptate pentru măsurarea reală a consumurilor de căldură pentru încălzire și respectiv apă caldă. MDRAP nu poate să prezinte situația actuală a implementării în România a contoarelor individuale de energie termică, a contoarelor de apă caldă și respectiv a repartitoarelor de costuri de încălzire pentru că nu se cunoaște stadiul actual. **Nu există nici-o informație publică pe paginile de internet ale MDRAP privind stadiul actual al implementării contorizării individuale în România.**

Prin simpla accesare a pagini de internet:

<https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/energy-efficiency-directive/national-energy-efficiency-action-plans>

oricine poate consulta planurile naționale ale altor țări membre UE. Simpla analiză comparativă poate releva faptul că Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 este cel mai voluminos, având nu mai puțin de 394 de pagini. **Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 a fost amplificat cu sute de pagini (cca. 70% din întregul conținut) prin metoda "copy-paste" a unor capitole sau lucrări integrale de studii și cercetări conexe, fără a fi prezentată în lista bibliografică nici-o referire la sursele originale.**

Astfel:

- pe 43 pagini, (care reprezintă cca. 11% din întregul conținut), respectiv între pag. 121 și pag. 164 este prezentată o reproducere parțială, fără să menționeze titlul complet și autorul și să se specifice faptul că BPIE este titularul drepturilor de autor a lucrării "RENOVAREA ROMÂNIEI - O strategie pentru renovarea durabilă a fondului de clădiri din România", publicată în aprilie 2014 de către Institutul European pentru Performanța Clădirilor (BPIE) la adresa de internet:

http://www.bpie.eu/uploads/lib/document/attachment/40/Renovating_Romania_RO_Final.pdf

- pe 229 de pagini, (care reprezintă cca. 58% din întregul conținut), respectiv între pag. 165 și pag. 394 a fost copiată integral lucrarea de cercetare care a făcut obiectul Contractului nr. 530/09.05.2013 încheiat de executantul Institutul de Cercetări pentru Echipamente și Tehnologii în Construcții – ICECON S.A. cu MDRAP, în calitate de beneficiar, pentru elaborarea activității specifice de reglementare "Cercetare pentru identificarea și definirea cerințelor privind proiectarea/renovarea majoră a clădirilor pentru realizarea de "clădiri al căror consum de energie este aproape egal cu zero".

Consecința: Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 pentru România este singurul plan național care n-a fost tradus în limba engleză pe pagina de internet a UE, așa cum s-a procedat cu planurile celorlalte țări europene.

Constatarea nr.6.

Cap. 3.3 din Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 nu este conform cu art. 3.1.3 din Modelul european de PNAEE, respectat la nivel european cu excepția României.

Conținutul referitor la contorizarea individuală a energiei termice al cap. 3.3 din PNAEE versiunea 2014 reprezintă o totală neconformitate în raport cu prevederile art. 9 al.3 din

Directiva 2012/27/UE. Aliniatele referitoare la contorizarea individuală reprezintă erori tehnice și legislative. Este evident că laboratorii acestui capitol nu cunosc nici legislația națională existentă și nici legislația europeană din domeniul contorizării individuale a energiei termice.

Concluzia generală

Pentru domeniul contorizării individuale a consumurilor de energie termică pentru încălzirea /răcirea și furnizarea apei calde la nivelul apartamentelor din imobile de tip condominiu, Planul național de acțiune în domeniul eficienței energetice – PNAEE versiunea 2014 este neconform cu cerințele impuse de Directiva europeană 2012/27/UE și respectiv de Legea nr. 121/2014.

Bibliografie

- [1] Programul de reabilitare termică a blocurilor de locuințe, OUG nr.18/2009, cu completările ulterioare.
<http://mdrap.ro/lucrari-publice/-3144/-3692>
- [2] Directiva 2012/27/UE a Parlamentului European și a Consiliului din 25 octombrie 2012 privind eficiența energetică, de modificare a Directivelor 2009/125/CE și 2010/30/UE și de abrogare a Directivelor 2004/8/CE și 2006/32/CE.
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/RO/TXT/?qid=1441026842973&uri=CELEX:32012L0027>
- [3] Legea nr. 121 privind eficiența energetică, adoptată de Parlamentul României la data de 18 iulie 2014 și publicată în Monitorul oficial nr. 574 din 1 august 2014.
- [4] SWD (2013)448 final. COMMISSION STAFF WORKING DOCUMENT. Guidance note on Directive 2012/27/EU on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EC, and repealing Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC. Articles 9 - 11: Metering; billing information; cost of access to metering and billing information.
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52013SC0448&from=EN>
- [5] Broșura: Reabilitarea termică a blocurilor de locuințe – MDRL
http://www.mdrl.ro/_documente/lucrari_publice/reabilitare_termica/brosura_reabilitare_termica.pdf
- [6] Broșura: Reabilitarea termică a clădirilor de locuit cu finanțare prin credite bancare cu garanție guvernamentală - MDRAP
http://mdrap.ro/userfiles/brosura_reabilitare_termica_finantare_credit.pdf
- [7] Planul național de acțiune în domeniul eficienței energetice - PNAEE versiunea 2014, publicat în M.O. nr.169 bis din 11 martie 2015
http://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/MNE%282015%2952216_Monitorul_Oficial_169_bis_PNAEE_3.pdf
- [8] Notă de fundamentare la Hotărârea Guvernului nr. 122/2015 pentru aprobarea Planului național de acțiune în domeniul eficienței energetice
http://gov.ro/fisiere/subpagini_fisiere/NF_HG_122-2015.pdf
- [9] Decizia de punere în aplicare a comisiei din 22 mai 2013 de stabilire, în temeiul Directivei 2012/27/UE a Parlamentului European și a Consiliului, a unui model pentru planurile naționale de acțiune pentru eficiență energetică [notificat cu numărul C(2013) 2882] (Text cu relevanță pentru SEE) (2013/242/UE)
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/RO/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013D0242&from=RO>

ENCICLOPEDIA TEHNICĂ DE INSTALAȚII

manualul de INSTALAȚII

**Ediția
a II-a**



Manualul de Instalații

reprezintă ediția a II-a a celei mai ample lucrări tehnice apărute după anul 1990, fiind singura de acest tip în domeniul instalațiilor pentru construcții.

Pentru comenzi vă rugăm să completați formularul on-line:
www.artecno.ro/manual. Livrare imediată din stoc.

Informații suplimentare la tel./fax: 021.2524840, 021.2527428.

artecno
ARTECNO BUCUREȘTI SRL

organised by



mce



global
comfort
technology

2016

HEATING



COOLING



WATER



ENERGY



40[^] Mostra Convegno Expocomfort
fieramilano 15-18 March 2016



mostra convegno
expocomfort

www.mcexpocomfort.it

in cooperation with

