

TEZĂ DE ABILITARE

**Cercetări privind managementul și conversia energiei
în sisteme mecanice și termo-chimice**

Domeniul: INGINERIE MECANICĂ

Autor: Conf.dr.ing. Liviu COSTIUC

29 iunie 2023



CUPRINS

B-i. Realizări științifice și profesionale

1. Cercetări teoretice privind conversia energiei pentru producerea frigului industrial

2. Determinarea densității de energie a deșeurilor urbane

3. Simulări numerice privind conversia energiei în instalații termice

B-ii. Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

B-iii. Bibliografie



1. Cercetări teoretice privind conversia energiei pentru producerea frigului industrial

1.1 Conversia energiei prin compresie mecanică de vapori

Spre deosebire de instalațiile termice care funcționează după ciclul direct, destinate obținerii lucrului mecanic util care folosesc transferul unei cantități de energie de la o sursă cu potențial termic ridicat la o sursă cu potențial termic mai scăzut, prin intermediul unui agent termic, **instalațiile care funcționează după ciclul inversat** realizează transferul unei cantități de energie de la o sursă cu potențial termic mai scăzut la o sursă cu potențial termic mai ridicat, consumând o cantitate echivalentă de lucru mecanic. În această categorie se află instalațiile frigorifice și pompele de căldură (Fig. 1.1).

Instalațiile frigorifice sunt instalații termice care au rolul de a coborî temperatura unor spații (sau incinte) sub temperatura mediului ambiant, și a căror funcționare necesită un consum de energie (mecanică, termică, electrică).

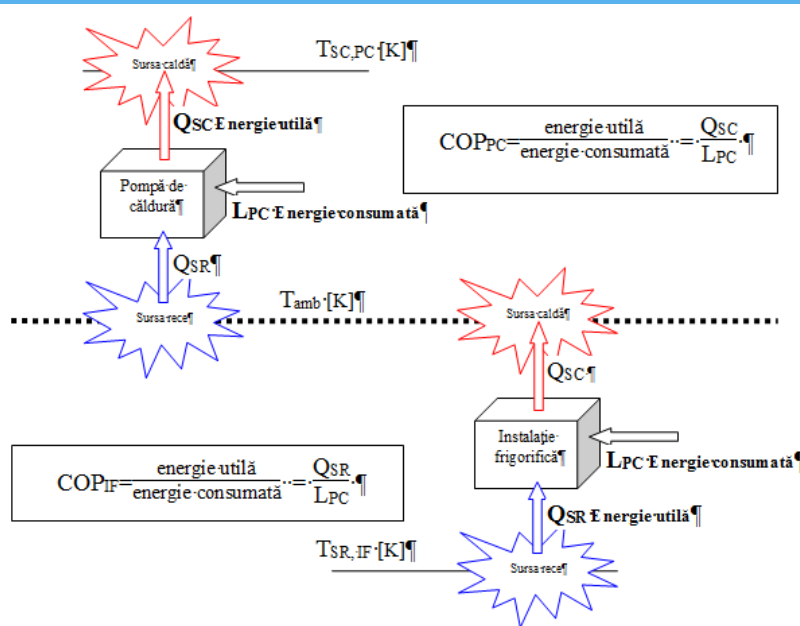


Figura 1.1. Schemele de principiu ale instalațiilor cu ciclu inversat.

În această secțiune se prezintă un calcul termodinamic al ciclului și o metodă de optimizare exergetică a mașinilor frigorifice cu o treaptă de comprimare mecanică de vapori folosind agenți ecologici, R134a (CH_2FCF_3 -Tetrafluoroethane) și R152a ($C_2H_4F_2$ -Difluoroethane), și un compresor cu piston, pornind de la diagrama indicată a compresorului. De asemenea, sunt stabilite câteva relații practice pentru calculul randamentului exergetic al ciclului frigorific, care aduce în evidență influența funcționării compresorului real cu piston și natura agentului frigorific de lucru.



Pentru a putea aprecia gradul de influență al diferiților parametri s-au considerat următoarele relații de calcul pentru mărimile specifice ciclului frigorific: capacitate frigorifică specifică q_0 , se calculează cu relația:

$$q_0 = h_{1V} - h_{5R} \text{ [kJ/kg]}$$

capacitate frigorifică volumică specifică q_{0V} , se calculează cu relația

$$q_{0V} = q_0 / v_{1R} \text{ [kJ/m}^3\text{]}$$

sarcină specifică de condensare q_k , se calculează cu relația

$$q_k = h_{2R} - h_{3L} \text{ [kJ/kg]}$$

lucrul mecanic de comprimare specific l_c , se calculează cu relația

$$l_c = h_{2R} - h_{1R} \text{ [kJ/kg]}$$

sarcină specifică de supraîncălzire q_{SI} , se calculează cu relația

$$q_{SI} = h_{1R} - h_{1V} \text{ [kJ/kg]}$$

sarcină specifică de subrăcire q_{SR} , se calculează cu relația

$$q_{SR} = h_{3L} - h_{4R} \text{ [kJ/kg]}$$

debitul masic de agent frigorific, se calculează cu relația

$$m_{ag} = \Phi_0 / q_0 \text{ [kg/s]}, \text{ unde } \Phi_0 \text{ este capacitatea frigorifică}$$

debitul volumic aspirat, se calculează cu relația

$$Q_{Va} = m_{ag} v_{1R} = \Phi_0 / q_{0V} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

coeficientul de performanță COP, care se definește prin expresia:

$$COP = P_{utilă} / P_{consumată} = \Phi_0 / P_c = q_0 / l_c$$

randamentul exergetic η_{ex} , care se definește prin expresia:

$$\eta_{ex} = (Ex_{utilă} / Ex_{consumată}) = Ex(\Phi_0) / P_c = (\Phi_0 / P_c)(T_{m,ambiant} / T_{m,răcit} - 1)$$

Forma generală de descriere a **proprietăților termodinamice de stare** ale agenților frigorifici puri, considerându-se ca parametri termodinamici intensivi: p (presiunea, [bar]) și t (temperatura, [°C]). Aceste proprietăți s-au considerat sub forma unor funcții pentru gaze reale după cum urmează:

presiunea de saturație: $p_{vap}(t)$; [bar]

Calculează presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii t .

volum specific vapori (saturați și supraîncălziți) $v_{vap}(p, t)$; [m³/kg]

Calculează volumul specific corespunzător unei presiuni p și a unei temperaturi t .

volum specific lichid (saturat) $v_{lich}(t)$; [m³/kg]

Calculează volumul specific corespunzător temperaturii t .

entalpia specifică vapori (saturați și supraîncălziți) $h_{vap}(p, v, t)$; [kJ/kg]

Calculează entalpia specifică corespunzătoare unei presiuni p , a volumului specific v , calculat anterior apelării acestei proceduri ca funcție de presiune și temperatură cu $v_{vap}(p, t)$, și a unei temperaturi t .

entalpia specifică lichid (saturat) $h_{lich}(p, v, t)$; [kJ/kg]

Calculează entalpia specifică corespunzătoare unei presiuni p , a volumului specific al lichidului saturat v' și a unei temperaturi t .

entropia specifică vapori (saturați și supraîncălziți) $s_{vap}(p, v, t)$; [kJ/kg.K]

Calculează entropia specifică corespunzătoare unei presiuni p , și volumului specific v , și a unei temperaturi t .

entropia specifică lichid (saturat) $s_{lich}(p, v, t)$; [kJ/kg.K]

Calculează entropia specifică corespunzătoare unei presiuni p , a volumului specific al lichidului saturat v' , și a unei temperaturi de valoare t .

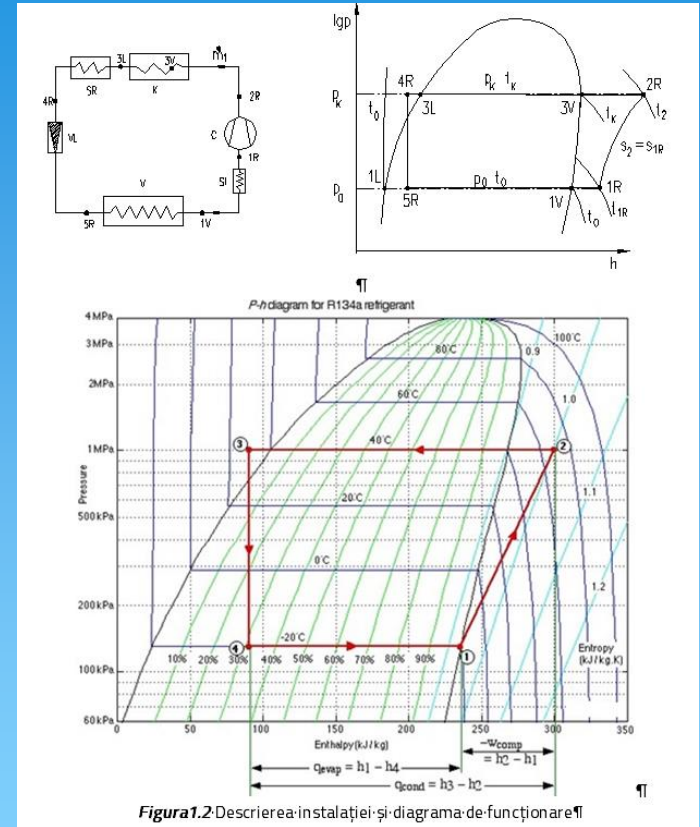


Figura 1.2: Descrierea instalației și diagrama de funcționare

Puterea indicată a compresorului P, depinde de alura curbelor de comprimare și destindere, dar și de legea de variație a presiunii compresorului în etapele de aspirație și refulare. În Figura 1.3, lucrul mecanic indicat L_i este reprezentat de 3 componente (L_i)_a, (L_i)_b, (L_i)_c și în același fel va fi și puterea indicată a compresorului (P_i)_a, (P_i)_b, (P_i)_c. Partea principală a lucrului mecanic indicat (L_i)_a este calculată cu expresia:

$$(L_i)_a = \frac{n}{n-1} p_1 V_a \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] - \frac{n'}{n'-1} p_1 V_d \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n'}{n'-1}} - 1 \right]$$

unde n și n' sunt exponenții politropici de comprimare, respectiv de destindere.

Obținem o relație de calcul pentru randamentul exergetic al instalației frigorifice reale care arată diferitele efecte ale pierderilor din compresor sub forma:

$$\frac{1}{\eta_{ex}} = \frac{1}{\lambda_3 (\eta_{ex})_{ad}} + \frac{\Delta p}{\lambda q_v \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}$$

Rezultatele obținute în urma simulării ciclului real al instalației frigorifice utilizând diagrama indicată a compresorului real sunt reprezentate grafic în Fig.1.4 pentru familia de suprafețe $\eta_{ex} = \eta_{ex}(t_o, \theta, t_k)$, respectiv în funcție de temperatura de vaporizare, randamentul subrăcirii/supraîncălzirii, temperatura de condensare. Se poate constata că randamentul exergetic scade consistent de la 49% la 20% dacă temperatura de vaporizare crește de la -30°C la +10°C, la o temperatură de condensare de 30°C, și o scădere mai ușoară a că randamentului exergetic de la 49% la 40%, în cazul în care temperatura de condensare crește de la 30°C la 40°C.

Rezultatele cercetării acestui sub-capitol au fost diseminate în rapoartele de cercetare a 4 proiecte: CNCSU nr.1154/1996, CNCSU nr.256/1997, CNCSU nr.223/1998, CNCSIS nr.285/1999, dar și în lucrările a 2 conferințe indexate ISI: Arădău D., Costiuc L., *Optimization of the refrigeration machinery using R152a*, Proceedings of 1996 International Conference: Research, Design and Construction of Refrigeration and Air Conditioning Equipments in Eastern European Countries. MEETING of IIR COMMISSIONS B1, B2, E1 and E2, <https://iifir.org/en/fridoc/optimization-of-the-refrigeration-machinery-using-r152a-15054>

Panait T., Gheorghiu C, Uzuneanu K, Costiuc L., *Thermo-economic criteria of energetical marine plants optimal design*, ECOS-2000 Proceedings, Volume 1, 2000, pp.199-204, ISBN: 90-36514-66-5, WOS:000171764500013

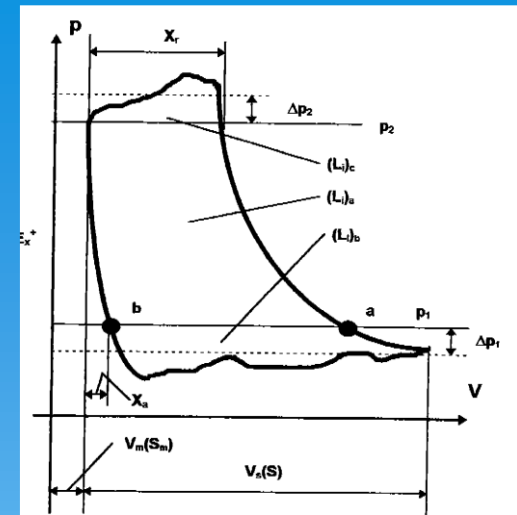


Diagrama indicată reală a compresorului cu piston

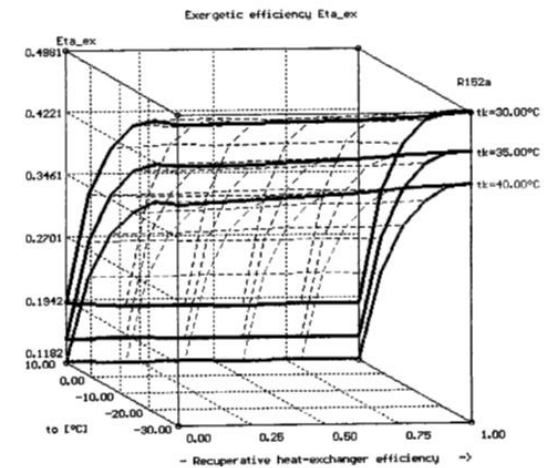


Figura 1.4. Randamentul exergetic în funcție de temperatura de vaporizare, condensare și gradul de recuperare



1.2 Conversia energiei prin absorbție termo-chimică

Răcirea prin absorbție, ca proces, este cunoscut de mult timp, el fiind descoperit aproximativ în același timp cu răcirea în sisteme cu comprimare mecanică de vapori. Totuși, acest procedeu de răcire a început să se dezvolte recent. Pe de o parte, datorită efectelor nedorite asupra mediului a agenților frigorifici sintetici, clorurați, halogenați, iar pe de altă parte datorită creșterii prețului energiei. Diferența dintre un sistem de răcire prin absorbție și unul cu comprimare de vapori constă în modul în care are loc procesul de comprimare a agentului frigorific, celelalte componente fiind comune: vaporizator, condensator și ventil de laminare. În Fig.1.5 este prezentată partea diferită a sistemului de răcire, adică "compresorul termo-chimic".

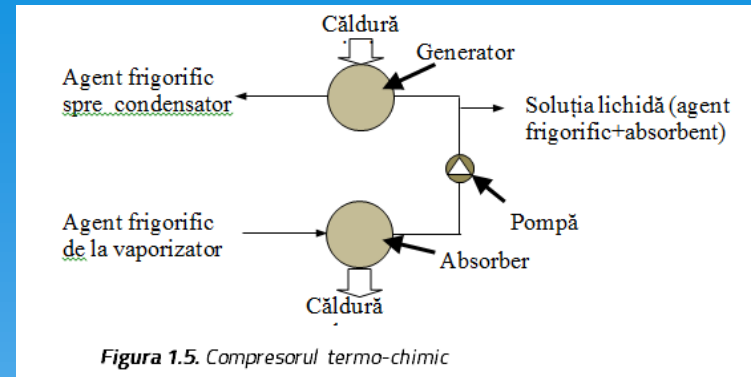


Figura 1.5. Compresorul termo-chimic

Calculul instalației frigorifice cu absorbție s-a realizat în următoarele condiții:

- temperatura minimă de fierbere a soluției de amoniac-apă din evaporator $t_{0min} = -3^{\circ}\text{C}$;
- temperatura inițială a apei de răcire a absorberului $t_{wr} = +30^{\circ}\text{C}$;
- temperatura soluției amoniac-apă la ieșirea din absorber și a condensatorului $t_9 = t_3 = +30^{\circ}\text{C}$;
- puterea frigorifică a sistemului $\Phi_e = 100\text{ kW}$.

De asemenea, au fost luați în considerare următorii parametri variabili:

- temperatura agentului de încălzire în generatorul de vapori și temperatura maximă de fierbere a soluției de amoniac-apă $t_f = t_6 = +70 \dots +150^{\circ}\text{C}$;

Calculul au fost realizate folosind compilatorul din softul EES pentru o temperatură de condensare $t_{cond} = +30^{\circ}\text{C}$, ținând cont de faptul că temperatura agentului de încălzire a generatorului de vapori este mult mai importantă decât temperatura maximă de lucru în instalația frigorifică.

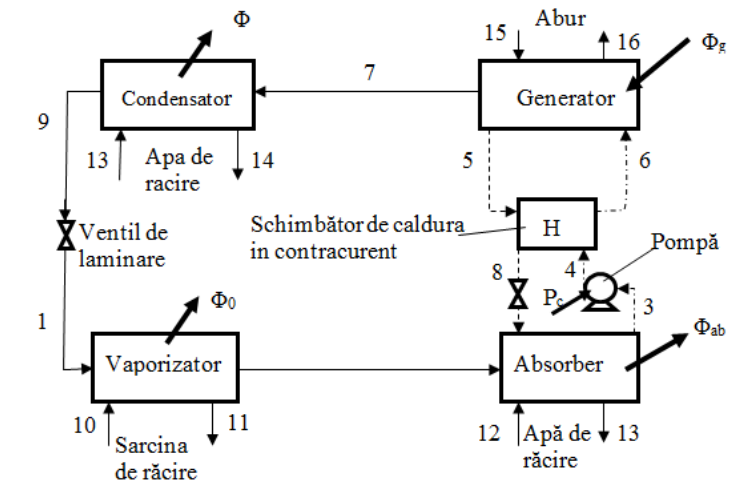


Figura 1.8. Schema instalației frigorifice cu absorbție

Evaluarea performanțelor sistemului frigorific cu absorbție este prezentată în continuare pentru:

- fluxul de căldură la generatorul de vapori sau fierbător, Q_{GLi}
- eficiența exergetică, η_{exi}
- coeficientul de performanță, COP.



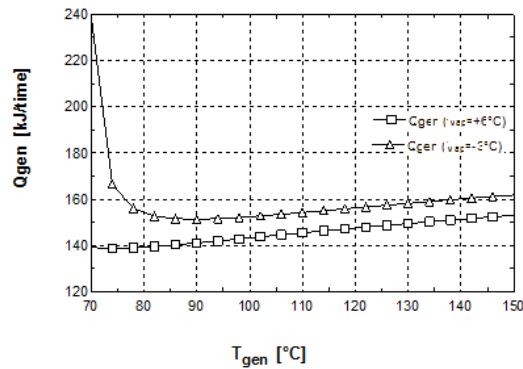


Figura 1.9. Fluxul de căldură de la vs. temperatura de fierbere și vaporizare

Această cercetare prezintă o adaptare a instalației frigorifice cu absorbție după modelul termodinamic al ciclului frigorific cu absorbție cu amestecul binar H_2O-NH_3 folosind un sistem solar cu CPC în scopul îmbunătățirii performanței generale. Rezultatele arată o îmbunătățire a parametrilor de proiectare utilizați în prezent la analiza acestor tipuri de instalații frigorifice.

Rezultatele cercetării acestui sub-capitol au fost diseminate în 1 articole în BDI și un articol la o conferință internațională indexată în BDI:

-Popa V., Costiuc L., *Study of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle*. 3th Conference on Ammonia Refrigeration Technology. Proceedings: Ohrid, North Macedonia, May 7-9, 2009, Paper no. 1546, <https://iifir.org/en/fridoc/study-of-cooling-production-with-a-combined-power-and-cooling-26147>.

-B. CACIULA, V.POPA, L. COSTIUC, *Theoretical study on solar powered absorption cooling system*, Rev. TERMOTEHNICA, An XVII, nr.1/2013, p.130-134, Ed. AGIR, ISSN 1222-4057, http://www.revistatermotehnica.agir.ro/numar_revista.php?id=86

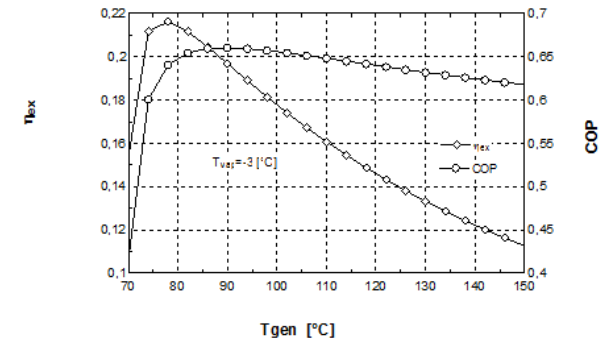


Figura 1.10. Randamentul exergetic, η_{ex} , și coeficientul de performanță, COP, în funcție de temperatura de fierbere la temperatura de vaporizare $t_{vap}=3^{\circ}C$

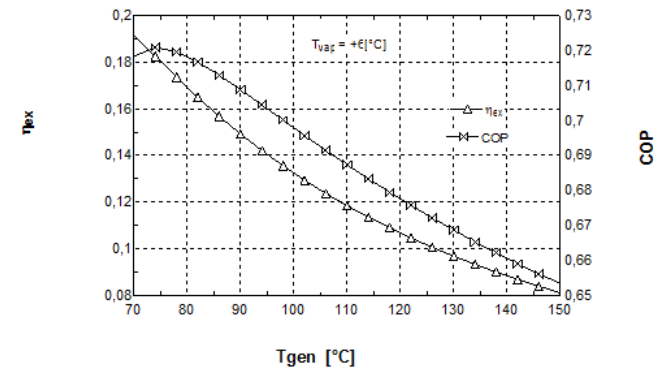


Figura 1.11. Randamentul exergetic, η_{ex} , și coeficientul de performanță, COP, în funcție de temperatura de fierbere la temperatura de vaporizare $t_{vap}=+6^{\circ}C$



1.3 Conversia energiei prin adsorbție termo-chimică

Răcirea prin adsorbție este o tehnologie nepoluantă și care poate utiliza surse de căldură de potențial termic scăzut. Un sistem de răcire prin adsorbție este similar cu sistemul de răcire cu comprimare mecanică de vapori, cu excepția faptului că energia necesară procesului de comprimare este asigurată de căldură în loc de lucrul mecanic. Spre deosebire de sistemul clasic de răcire cu comprimare mecanică, care necesită utilizarea unui compresor mecanic, sistemul de răcire cu adsorbție utilizează un strat static de sorbent activat termic. În acest mod necesarul de energie de comprimare scade cu până la 90% față de energia necesară antrenării unui compresor mecanic.

S-a realizat un model matematic în regim dinamic în vederea studierii funcționării instalației.

$$(M_z c_{pz} + M_s c_{prw} C_b^d + M_{bm} c_{pbm}) \frac{dT_b^d}{dt} = \dot{m}_h c_{pw} (T_{h,i} - T_{h,0}) + (\Delta H_{ad} - c_{prw} T_b^d) M_s \frac{dC_b^d}{dt} \quad (1.34)$$

$$(M_z c_{pz} + M_s c_{prw} C_b^a + M_{bm} c_{pbm}) \frac{dT_b^a}{dt} = \dot{m}_{ca} c_{pw} (T_{ca,i} - T_{ca,0}) + (\Delta H_{ad} - c_{prw} T_b^a) M_s \frac{dC_b^a}{dt} \quad (1.35)$$

$$(M_{c,rw} c_{prw} + M_{c,m} c_{pc,m}) \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}_{cc} c_{pw} (T_{cc,i} - T_{cc,0}) + (\Delta H_{ev} - c_{prw} T_c) M_s \frac{dC_b^d}{dt} + c_{prw} T_e M_s \frac{dC_b^a}{dt} \quad (1.36)$$

$$(M_{e,rw} c_{prw} + M_{e,m} c_{pc,m}) \frac{dT_e}{dt} = \dot{m}_{ch} c_{pw} (T_{ch,i} - T_{ch,0}) - [\Delta H_{ev} c_{prw} (T_c - T_e)] M_s \frac{dC_b^a}{dt} \quad (1.37)$$

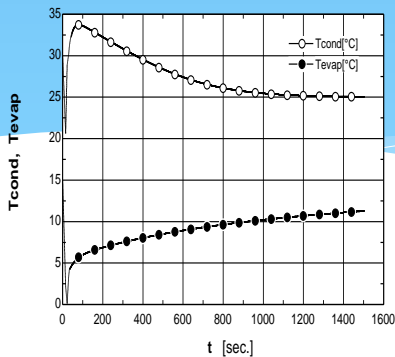


Figura 1.14. Temperatura de condensare și vaporizare în tir funcționării

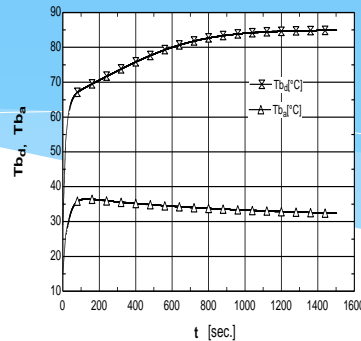


Figura 1.15. Variația temperaturii în timpul procesului de adsorbție și desorbție

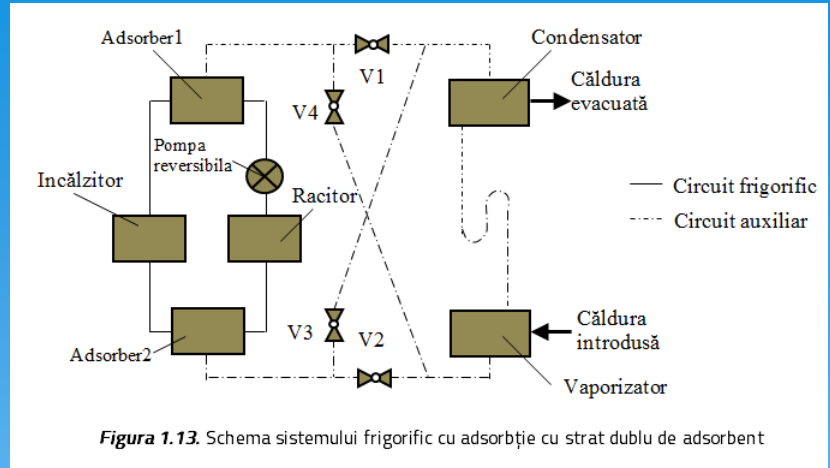


Figura 1.13. Schema sistemului frigorific cu adsorbție cu strat dublu de adsorbent

Simularea în EES a fost efectuată pentru următoarele valori ale parametrilor:

- masa de silicagel: 47 kg;
- temperatura de intrare a sursei de apă caldă este: +85 ° C;
- debitul masic de apă caldă: 1.0 kg/s;
- temperatura de intrare a apei de răcire: +30 ° C;
- debitul masic de apă de răcire: 1.0 kg/s;
- temperatura de intrare a apei la condensator: +30 ° C;
- debitul masic de apă de răcire la condensator: 1.2 kg/s;
- temperatura apei reci la vaporizator: +14 ° C;
- debitul de apă răcită din vaporizator: 0.59 kg/s.

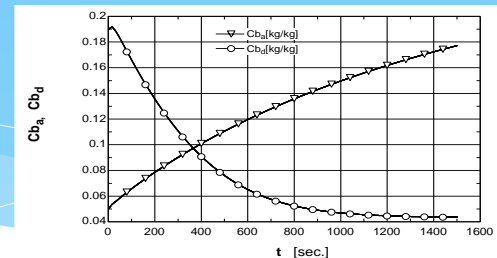


Figura 1.16. Concentrațiile de adsorbție și desorbție vs. timpul de comutare



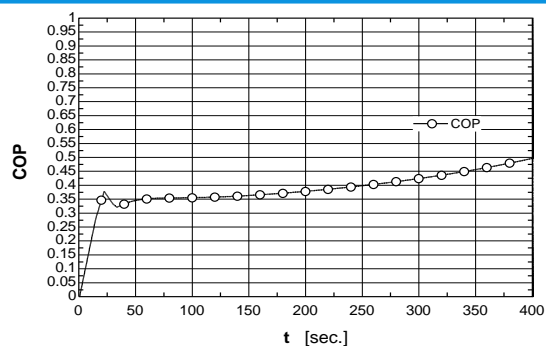


Figura 1.17. Coeficientul de performanță COP în funcție de timpul de comutare

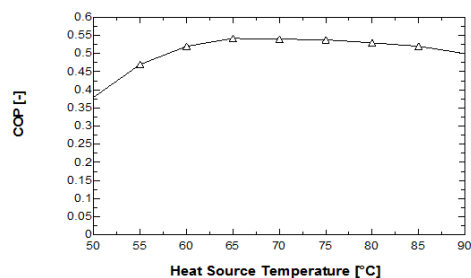


Figura 1.18. Coeficientul de performanță COP în funcție de temperatura sursei calde

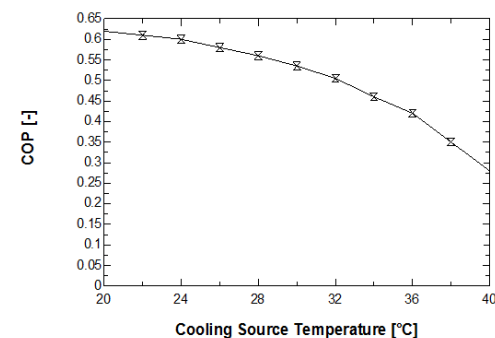


Figura 1.19. Coeficientul de performanță COP în funcție de temperatura sursei reci

Ca și concluzii ale cercetării pentru ciclul cu adsorbție, simularea teoretică și datele experimentale cu care s-au comparat rezultatele indică faptul că profilele de temperatură ale condensatorului sau vaporizatorului în timpul perioadei de desorbție-condensare cresc mai întâi și apoi descresc, și există o temperatură maximă de condensare, iar pentru temperatură în perioada de adsorbție-evaporare aceasta scade mai întâi și apoi crește, și în mod analog există o temperatură minimă de evaporare. COP-ul sistemului cu adsorbție crește mai întâi, atinge o valoare maximă, și apoi scade odată cu creșterea temperaturii apei calde, din cauza limitării dimensionale în utilizarea căldurii sursei termice pentru apă caldă la temperatură înaltă. Din acest studiu rezultă că temperatura sursei de căldură și temperatura apei de răcire sunt parametrii care influențează cel mai mult funcționarea și performanța instalației cu adsorbție cu strat dublu de adsorbent.

Rezultatele cercetării acestui sub-capitol au fost diseminate în 1 articol la congres internațional indexat ISI, 1 articol în BDI-SCOPUS și un articol la 1 conferință internațională:

Popa V, Costiuc L., Cuzic M., *Theoretical Study And Performance Analysis Of An Adsorption Chiller*, Book Series: Congres International du Froid-International Congress of Refrigeration, Volume: 23, pp. 1123-1130, ISBN: 978-2-913-149-89-2, AnAparitie:2011, WOS:000310485800151

Popa, V., Serban, A., Costiuc L., *MicroCCHP System for a Detached Building with a Stirling Engine Like Prime Mover. The Cooling Subsystem Analysis*, Recent Advances in Urban Planning, Cultural Sustainability and Green Development, Int. Conf. on Urban Sustainability, Cultural Sustainability, Green Dev. Green Structures and Clean Cars, USCUDAR 2010, pp.137-142, ISSN:1792-4781, 2010, BDI:SCOPUS,

Popa V., Costiuc L., Cuzic M., [Theoretical study and performance analysis of an adsorption chiller](https://iifir.org/en/fridoc/theoretical-study-and-performance-analysis-of-an-adsorption-chiller-28173). Proceedings of the 23rd IIR International Congress of Refrigeration: Prague, Czech Republic, August 21-26, 2011. Overarching theme: Refrigeration for Sustainable Development, ISBN 978-2-913-149-89-2, Paper ID: 319, <https://iifir.org/en/fridoc/theoretical-study-and-performance-analysis-of-an-adsorption-chiller-28173>



2. Determinarea densității de energie a deșeurilor urbane

În acest capitol se abordează teme de cercetare experimentală multidisciplinară în domeniul principal al ingineriei mecanice asociat cu domeniile ingineriei lemnului și ingineriei chimice.

În acest sens autorul a efectuat cercetări experimentale pe direcții conexe domeniului de inginerie mecanică, de exemplu:

- cercetări privind investigarea densității de energie a materialelor plastice,
- cercetări experimentale privind puterea calorică a deșeurilor municipale din UE folosind bomba calorimetrică cu oxigen,
- cercetări experimentale privind influența reprocessării prin amestecarea în stare topită și termo-formarea poli-olefinelor și determinarea caracteristicilor morfologice ale polipropilenei reciclate utilizând calorimetrie cu scanare diferențială DSC,
- cercetări privind caracterizarea termică experimentală a unui perete exterior cu carcasă de lemn folosind paie de stuf reciclate utilizate ca materiale termoizolante.

2.1 Cercetări privind investigarea densității de energie a materialelor plastice

În ceea ce privește gestionarea deșeurilor din plastic, depozitarea acestora este ultima variantă posibilă aleasă, și din ce în ce mai evitată în contextul actual datorită faptului că acest tip de deșeuri se degradează și se descompun foarte lent, în peste 450 ani. Acest aspect a determinat alegerea unor alte opțiuni posibile de gestionare precum: recuperare de energie (prin incinerarea deșeurilor în centrale electrice sau cuptoare), recuperarea materiei prime (prin producția de sinteză) și reciclarea mecanică.

Acest studiu oferă informații importante privind compoziția și puterea calorică a contaminanților poliolefinelor separate din diferite tipuri de deșeuri, urmărindu-se **găsirea modului mai eficient de eliminare a acestora, ca deșeuri, din mediu.**



Figura 2.1. Deșeuri polimerice selectate de la Urban SA, MSW din Brașov, România

Motivul acestui studiu, prezentat în acest capitol, este de a determina eficiența utilizării deșeurilor de polimeri ca și material combustibil. Acest studiu face parte din **proiectul internațional FP7 „Tehnologii de sortare magnetică și senzori cu ultrasunete pentru producția de poliolefine secundare de înaltă puritate din deșeuri”** (W2Plastics), iar cercetarea a fost făcută asupra deșeurilor mixte și asupra reziduurilor de deșeuri rămase după extracția poliolefinelor. În cadrul etapei WP 4.1 (Caracterizarea reziduurilor de ieșire), livrabilul 4.1 (Caracteristicile reziduurilor pentru dezvoltarea tehnologiei ecologice) au fost analizate fracțiunile mai ușoare și mai grele rămase după separarea poliolefinelor de deșeurile polimerice, provenite din deșeuri de la producția de automobile (Austria) ASR, din deșeuri de construcții (Franța) B&CW și deșeuri municipale (România) MSW.

Ca și metodologie, MSW a fost spălat, tăiat și separat în două tipuri de probe. Prima probă a fost congelată în azot lichid și apoi tăiată în stare congelată cu o moară centrifugă Retsch ZM200. Această probă conține un amestec de deșeuri de polimeri. A doua probă a fost separată în 4 categorii de densitate: $\rho < 0,88 \text{ g/cm}^3$; $0,88 < \rho < 0,965 \text{ g/cm}^3$; $0,965 < \rho < 0,998 \text{ g/cm}^3$ și $\rho > 0,998 \text{ g/cm}^3$. După separarea și excluderea fracției de poliolefine ($0,88 < \rho < 0,965 \text{ g/cm}^3$) aceste probe au fost congelate și tocate, ca și în cazul primei probe.



Figura 2.2. Deșeurile polimerice tocate pregătite pentru procesul de separare

Echipamentele utilizate pentru testele de **densitate de energie** au fost: un calorimetru cu bombă de oxigen XRY-1C, cu software aferent XRY-1C și o balanță analitică Kern & Sohn ABJ 220-4M.



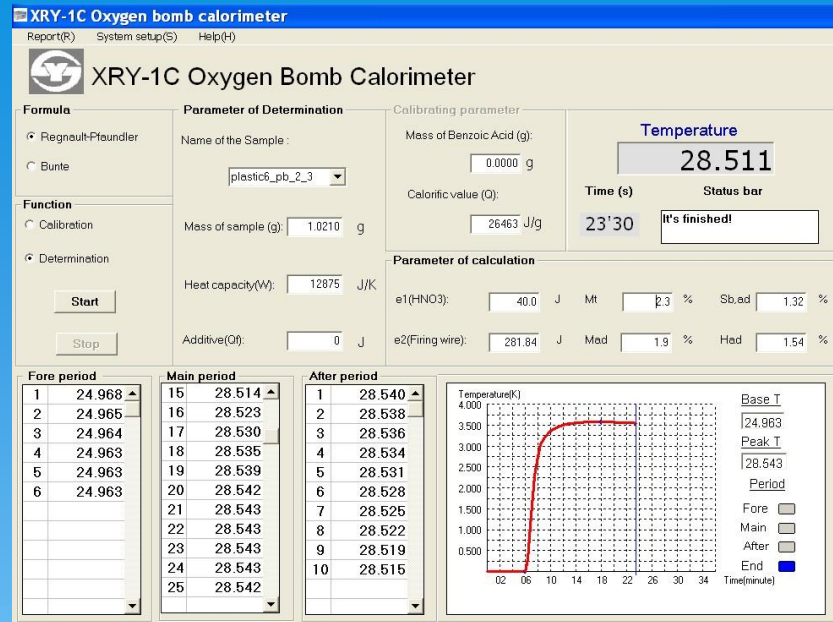


Figure 2.3. Rezultatele înregistrate de calorimetrul XRY-1C pentru proba MSW, după extragerea poliolefinelor, de densitate $\rho < 0,88 \text{ g/cm}^3$

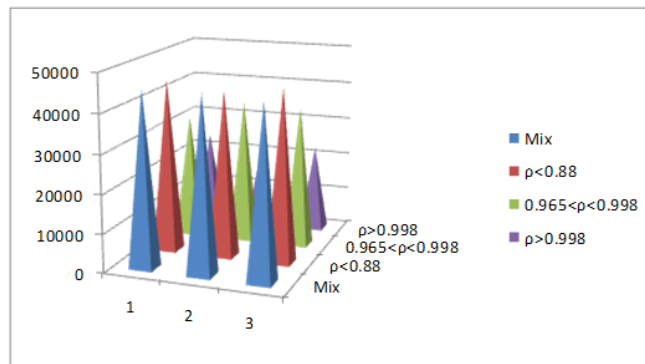


Figure 2.4. Puterea calorică netă [J/g] pentru MSW înainte și după extracția poliolefinelor (ρ este densitatea măsurată în g/cm^3)

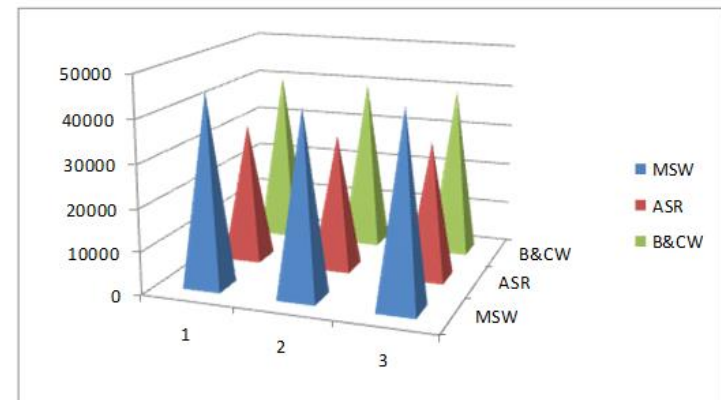


Figure 2.5. Compararea puterii calorice [J/g] a fracțiilor ușoare ($\rho < 0.88 \text{ g/cm}^3$)



Concluzii:

Analiza calorimetrică realizată relevă o capacitate mare a deșeurilor de plastic amestecate de a fi folosite ca și combustibil. Puterea calorică a acestor materiale are un nivel ridicat, comparativ cu cea a derivaților petrolului. ASR și B&CW au o putere calorică mai redusă în comparație cu MSW deoarece polimerii din aceste tipuri de produse sunt prezenți mai ales ca rășini pentru materiale compozite, mai degrabă decât un singur material, așa cum se găsește în MSW.

Prin extragerea poliolefinelor din deșeurile plastice amestecate, puterea calorică scade pentru toate tipurile de deșeuri. În general, polimerii cu densitate mai mare se caracterizează prin putere calorică mai redusă. Pe măsură ce s-au identificat PE și PP, atât în fracțiunile mai ușoare, cât și în cele mai grele de deșeuri ca și compozite, puterile calorice ale acestor fracții vor fi mai mari, datorită puterii calorice mai mari dată de structurile poliolefinice. Chiar și după extracția poliolefinelor, puterea calorică a reziduurilor este încă suficient de ridicată, și mai mare decât cea a diferitelor tipuri de cărbuni.

În concluzie, aceste materiale ar putea fi arse pentru a obține o cantitate rezonabilă de energie.

Aceste rezultate au fost diseminate ca parte primului raport al proiectului FP7, Grant 212782, „Magnetic Sorting and Ultrasound Sensor Technologies for Production of High Purity Secondary Polyolefins from Waste”, acronim W2Plastics, la care ca și membru în echipa Universității Transilvania din Brașov am participat.

2.2 Cercetări privind puterea calorică a deșeurilor municipale din UE

În acest capitol se prezintă metodologia detaliată pentru determinarea căldurii de ardere a deșeurilor plastice rezultate din deșeurile solide municipale, deșeurile din instalațiile de tocat auto și deșeuri de construcții, ca parte a celui 2-lea raport al proiectului **proiectului FP7, Grant 212782, „Magnetic Sorting and Ultrasound Sensor Technologies for Production of High Purity Secondary Polyolefins from Waste”, acronim W2Plastics.**

Deșeurile de plastic au fost separate inițial prin tehnica de flotație folosind ca medii de flotație: apă, etanol, amestecurile ale acestora și utilizând metoda mai avansată cu fluid magnetic. Frațiile rezultate au fost analizate cu scopul de a determina cea mai eficientă fracție din punct de vedere al căldurii de ardere.



Deșeurile investigate acoperă sursa de deșeuri municipale solide (WS1), sursa de deșeuri tocate din industria de automobile (WS2) și sursa de deșeuri de construcții și rezultate din demolări (WS3), ca și contributori majori la producția de deșeuri din plastic. Sursa WS1 a provenit din România, sursa WS2 din Austria și sursa WS3 din Franța. Deșeurile de plastic, așa cum au fost primite ca amestec de polimeri, sunt prezentate în (Fig. 2.7).



Fig. 2.7. Probele de plastic pentru teste

Rezultatele obținute au fost comparate cu cele raportate în literatură, cu cele calculate prin metoda consumului de oxigen și cu cele propuse în acest raport de către autorul tezei de abilitare, respectiv calculate prin suma ponderată a căldurii de ardere a componentelor, urmărindu-se să se dezvolte un model care permită estimarea puterii calorice pentru diferite fracții de deșeuri polimerice cu compoziție cunoscută, fără a mai folosi măsurători experimentale cu bomba calorimetrică.

Table 5. Valorile experimentale și valori estimate pentru puterea calorică a probelor de deșeuri de plastic

Source	Density Fraction (g/cm ³)	Q _{hi} (J/g)	Q _{c,mix} (J/g)	Relative error	Q _{c,mix} (J/g)	Relative error
		Present study	(Eq.1)	%	(Eq.2)	%
WS2	mix	40863	38500.07	5.34	40749.48	-0.19
WS3	mix	44979	42494.98	5.52	45449.66	-1.05
WS1	mix	45202	43741.61	3.23	46608.96	-3.11
WS2	< 0.88	32257	27313.23	15.33	27582.01	14.49
WS2	0.964-0.998	35565	34599.49	2.71	36081.95	-1.45
WS3	< 0.88	40161	41678.76	-3.78	42732.39	-6.40
WS3	0.964-0.998	38639	36343.16	5.94	38852.96	-0.55
WS1	< 0.88	44824	44683.4	-0.32	45959.27	2.53
WS1	0.964-0.998	35796	33269.54	7.06	35366.40	1.20
WS1	> 0.998	23257	28209.07	-20.51	29479.13	-26.75

Metoda sumei ponderate propusă de autor (Eq.2) în acest studiu pentru calcularea căldurii de ardere cu compoziția cunoscută a polimerilor din amestec s-a dovedit a fi o metodă foarte bună și simplă de estimare a căldurii de ardere a deșeurilor de plastic fără determinări experimentale suplimentare.

Rezultatele au fost diseminate într-un articol cotate ISI la data publicării:

Costiuc L., M. Tierean, L. Baltas, S. Patachia, *Research on the Heat of Combustion of the Plastic Waste Materials*, Environmental Engineering & Management Journal, **14**(6), (2015), pp.1295-1302, BDI:Web of Science, FI-2015=1,334/SRI-2020=0,165, WOS:000360500200007, http://www.eemj.icpm.tuiasi.ro/pdfs/vol14/no6/7_1025_Costiuc_14.pdf



2.3 Cercetări privind influența reprocesării poli-olefinelor asupra puterii calorice a amestecurilor de material plastic

Reciclarea poliolefinelor este un deziderat impus de reglementările internaționale actuale de protecție a mediului, care iau în considerare cantitățile foarte mari de utilizare a poliolefinelor, ne-biodegradabilitatea acestora și diminuarea rapidă a resurselor energetice fosile. Studiile calorimetrice menționate în capitolele anterioare, efectuate pe fracțiunile obținute din deșeurile polimerice municipale, din Brașov, România, separate prin flotație, au evidențiat că puterea lor calorică este comparabilă cu cea a combustibililor fosili, ceea ce înseamnă că deșeurile polimerice ar putea fi incinerate pentru recuperarea energiei.

Cu toate acestea, incinerarea polimerilor generează preocupări de mediu suplimentare, în special privind poluarea aerului datorită compușilor rezultați prin ardere, rămânând una dintre ultimele alegeri în reciclarea poliolefinelor.

O altă variantă este reprocesarea termică a fracțiilor polimerice, prin amestecare în topitură și termoformare. Aceasta implică procese de termo-degradare care ar putea influența puterea calorică a polimerilor reutilizați. Acest studiu își propune să compare puterea calorică a fracțiilor polimerice separate din deșeurile polimerice municipale cu cea a polimerilor reprocessați, obținuți din primele fracții extrase prin amestecare în topitură și termoformare. Este prezentată o analiză critică a eficienței reciclării polimerilor versus incinerare, în diferite cicluri de viață a polimerilor.

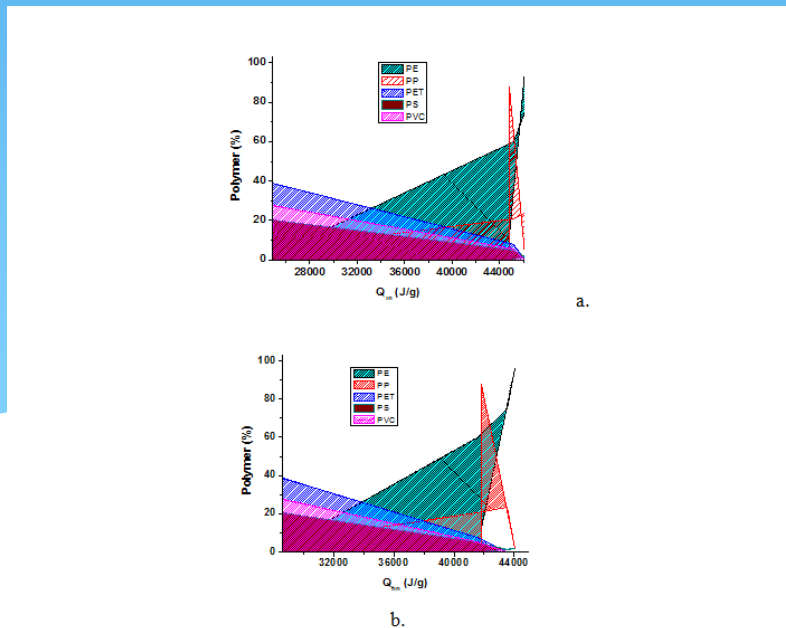
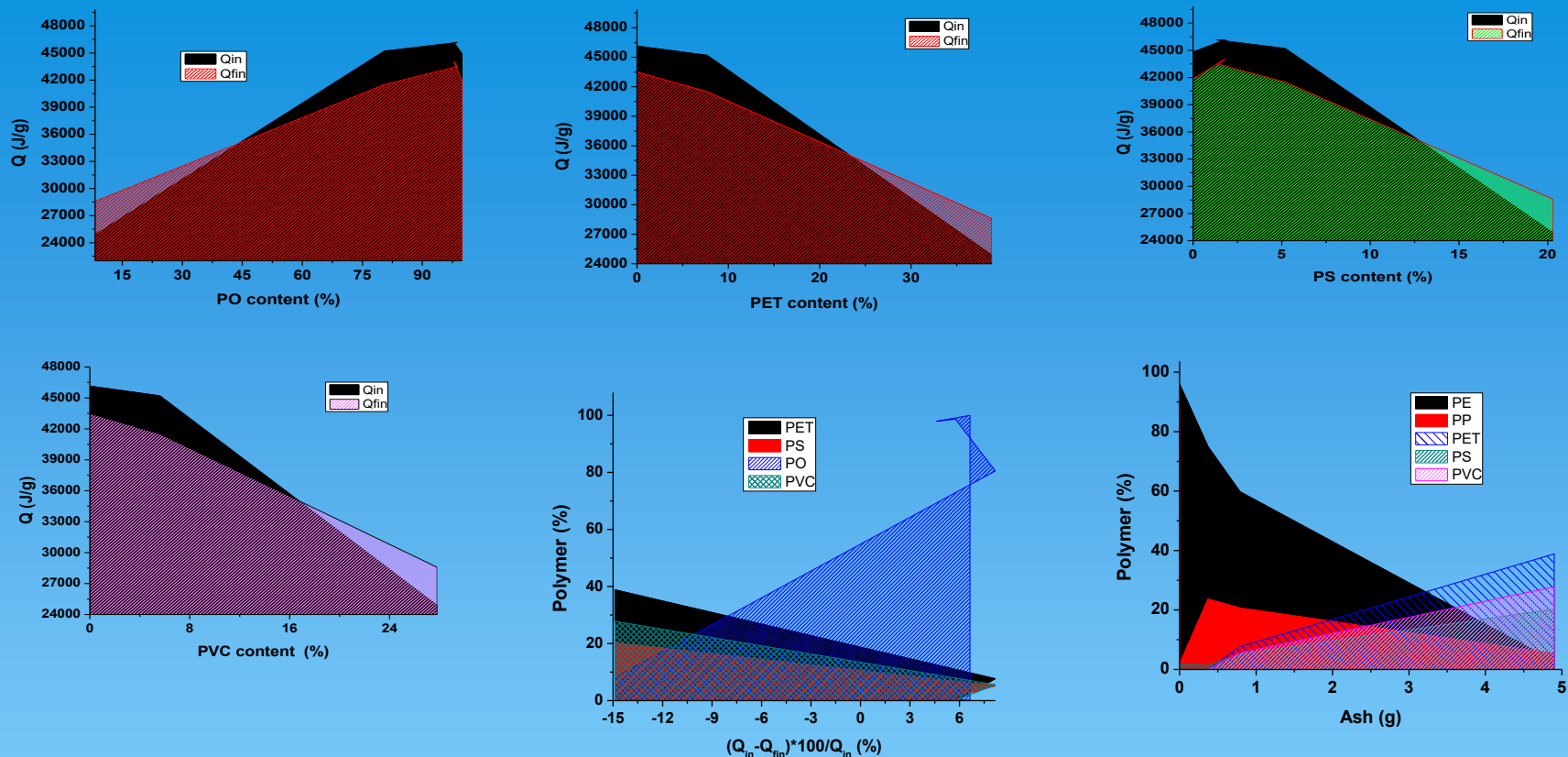


Fig. 2.3.2. Influența compoziției fracțiilor polimerice din MSW asupra puterii calorice: (a) fracțiile inițiale; (b) materiale reciclate prin topire și termo-formare

Diferențele dintre valorile căldurii de ardere obținute pentru cele două serii de probe ne permite să concluzionăm asupra proceselor chimice sau fizice dominante care au avut loc în materialele testate în timpul tratamentului termic și **depozitării acestora timp de 7 ani**. De asemenea, aceste valori vor oferi o imagine asupra modificării căldurii de ardere pe parcursul unui al doilea ciclu de viață al materialelor polimerice aflate în studiu





Comparația dintre puterile calorice din primul și al doilea ciclu de viață

Aceste rezultate au fost diseminate în 2 articole cotate ISI cu factor de impact la data publicării:

Costiuc L., L. Baltes, S. Patachia, M. Tierean, A. Lunguleasa, *Influence of reprocessing by melt-mixing and thermo-formation of polyolefin fractions, separated from wastes, on their calorific power*, Bulgarian Chemical Communications **50** (2018), pp.165-171, ISSN:0324-1130, FI-2017= 0.242, BDI: WOS, SCOPUS, http://www.bcc.bas.bg/bcc_volumes/Volume_50_Special_G_2018/50G_PD_165-171.24.pdf

Baltes L., Costiuc L., Pațachia S., Țierean H.M., Differential Scanning Calorimetry as a tool for determination of morphological features of the recycled polypropylene, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, **138**, 2399-2408 (2019) issn:1388-6150, (IF-2021=4.755, Q1, SRI-2020=0.876), DOI: 10.1007/s10973-019-08679-7, WOS:000499703500004, <https://link.springer.com/article/10.1007/s10973-019-08679-7>



2.4 Cercetări privind caracterizarea termică a panourilor termoizolante

Cercetarea experimentală [1] prezentată sumar în această capitol, la care autorul tezei de abilitare a fost membru în echipă, propune structuri de pereți exteriori cu cadru din lemn folosind paie de stuf ca materiale de izolare.

Pereții studiați având grosimi de până la 175 mm și concepuți pentru pereții exteriori ai clădirilor, sunt compuși din placi de lemn stratificat (OSB) de 12 mm grosime, un material izolator de 150 mm grosime cu și fără straturi de aer, o folie cu rol de barieră de vapori și un strat de gips-carton de 12,5 mm grosime pentru fața interioară a peretelui. Materialele izolante utilizate ca referință pentru structurile propuse sunt polistirenul și vata minerală. Paiele de stuf utilizate ca material izolator pentru structurile de perete testate au format straturi de izolație de 150 mm grosime în cinci configurații: paie de stuf de 150 mm fără strat de aer și alte patru variante cu paie de stuf de umplutură liberă și de 100 mm, 50 mm, 20 mm, și respectiv straturi de aer de 10 mm grosime.

S-au testat unsprezece structuri care au fost supuse măsurătorilor coeficientului de conductivitate termică (λ). Testele au fost efectuate pe echipamentul HFM436 Lambda. Structurile au fost testate pentru un întreg ciclu de temperaturi variind între $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ și $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$, simulând astfel condițiile climatice de vară și iarnă. Coeficientul de conductivitate termică a pereților exteriori umpluți cu paie de stuf liber ca material izolator a înregistrat valori medii de $0,076\text{ W/m.K}$ până la $0,077\text{ W/m.K}$, cu excepția structurii cu strat de aer de 100 mm, pentru care s-a obținut o valoare de $0,120\text{ W/m.K}$

Aceste rezultate au fost diseminate într-un articol cotate ISI cu factor de impact la data publicării:

Georgescu, S.V., Coșoreanu, C., Fotin, A., Brenci, L.M., Costiuc, L., *Experimental thermal characterization of timber frame exterior wall using reed straws as heat insulation materials*, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019, BDI:Web of Science, FI-2021=4,755, Q1, SRI-2020=0,876

<https://doi.org/10.1007/s10973-019-08325-2>

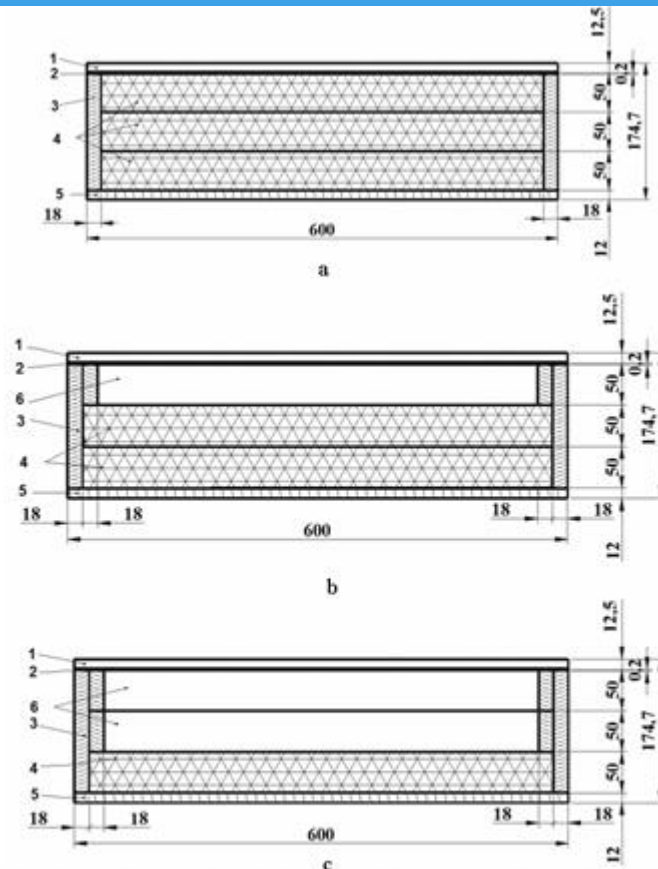


Fig. 2 Tested structures of the experimental exterior walls:
a – without air layer; b – 50 mm air layer; c – 100 mm air layer

3. Simulări numerice privind conversia energiei în instalații termice

În acest capitol se abordează teme de cercetare de tip „multiphysics” în domeniul principal al ingineriei mecanice. În acest sens autorul a efectuat cercetări pe direcții conexe domeniului de inginerie mecanică care implică curgerea subsonică și/sau supersonică a fluidelor cuplată cu transferul de căldură și masă, sau transfer de masă și căldură în cazul în care apar și reacții chimice, care pot fi exemplificate prin direcțiile:

- de simulare a managementului energiei la sere de plante,
- de conversie a energiei undelor de presiune ca metodă de supraalimentare în motoare cu ardere internă,
- de optimizare constructivă a curgerii și a câmpului termic într-un automat frigorific care distribuie articole mici, cum ar fi alimente, băuturi reci.

3.1 Managementului energiei la sere de plante

În acest capitol se prezintă un model de simulare pentru climatul de seră pentru culturi de plante de gerbera cu scopul de a identifica contribuțiile energetice care apar în exploatarea unei sere de plante în timpul unei zile, în condiții climatice specifice unei zone geografice [1, 2]. Ecuatiile în regim staționar au fost descrise pentru cele patru părți principale ale unei sere descrisă ca model matematic: pentru aerul exterior, pentru aerul din interiorul serei, pentru suprafața acoperișului și pentru suprafața solului din seră (figura 3.1.1).

Modelul matematic este descris în continuare:

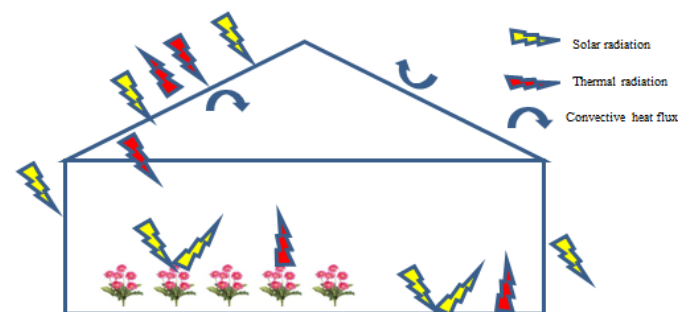


Fig. 3.1.1. Energy balance of the greenhouse cover

Bilanțul de energie pentru aerul interior al serei:

$$-\dot{Q}_1^{Air} + \dot{Q}_2 - \dot{Q}_3 - \dot{Q}_4 - \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 = 0 \quad (3.1.2)$$

unde:

$$\dot{Q}_1^{Air} = h_{in-ca} A_{ca} (T_{air} - T_{canopy}) \text{ fluxul convectiv de căldură de la aer la plante} \quad (3.1.2a)$$

$$\dot{Q}_2 = 0 \text{ fluxul de căldură de încălzire suplimentar de la centrala termică} \quad (3.1.2b)$$

$$\dot{Q}_3^{Air} = h_{in-soil} A_{soil} (T_{air} - T_{soil}) \text{ fluxul convectiv de căldură aer- sol neacoperit de plante} \quad (3.1.2c)$$

$$\dot{Q}_4^{Air} = 0 \text{ pierderile de căldură datorită ventilației sau infiltrațiilor} \quad (3.1.2d)$$

$$\dot{Q}_5^{Air} = h_{in-cov} A_c (T_{air} - T_{cover}) \text{ fluxul convectiv de căldură aer-acoperiș} \quad (3.1.2e)$$

$$\dot{Q}_6^{Air} = 0 \text{ fluxul de căldură absorbit de apa de stropire} \quad (3.1.2f)$$

Bilanțul de energie pentru suprafața expusă pentru plantele de cultură:

$$\dot{Q}_1^{Can} + \dot{Q}_2^{Can} - \dot{Q}_3^{Can} - \dot{Q}_4^{Can} - \dot{Q}_5^{Can} + \dot{Q}_6^{Can} = 0 \quad (3.1.3)$$

where

$$\dot{Q}_1^{Can} = I_{gh} \tau_c S_{sh} A_{ca} \alpha_{ca} \text{ radiația termică absorbită de plante} \quad (3.1.3a)$$

$$\dot{Q}_2^{Can} = \varepsilon_c \sigma T_c^4 \alpha_{cat} (A_r S_{fr} + A_{s1} S_{f1} + A_{s2} S_{f2}) \text{ radiația termică emisă de acoperiș și absorbită de plante} \quad (3.1.3b)$$

$$\dot{Q}_3^{Can} = \varepsilon_{ca} \sigma T_{ca}^4 A_{ca} \text{ radiația termică emisă de plante} \quad (3.1.3c)$$

$$\dot{Q}_4^{Can} = h_{can} A_{ca} (T_{can} - T_{air}) \text{ fluxul convectiv plante-aer interior} \quad (3.1.3d)$$

$$\dot{Q}_5^{Can} = h_{ea} A_{ca} (T_{can} - T_{air}) \text{ fluxul de căldură latent emis datorită transpirației plantelor} \quad (3.1.3e)$$

$$\dot{Q}_6^{Can} = \varepsilon_s \sigma T_{sc}^4 A_{sc} \alpha_{cat} - \varepsilon_{ca} \sigma T_{ca}^4 A_{ca} \text{ radiația termică acoperiș-sol} \quad (3.1.3f)$$

Bilanțul de energie pentru suprafața solului serei:

$$\dot{Q}_1^{soil} - \dot{Q}_2^{soil} - \dot{Q}_3^{soil} - \dot{Q}_4^{soil} + \dot{Q}_5^{soil} = 0 \quad (3.1.4)$$

unde

$$\dot{Q}_1^{soil} = I_{gh} \tau_c A_{soil} \alpha_{bs} \text{ radiația solară absorbită de sol} \quad (3.1.4a)$$

$$\dot{Q}_2^{soil} = h_{si} A_{soil} (T_{soil} - T_{air}) \text{ fluxul de căldură convectiv de la aer la primul strat de sol} \quad (3.1.4b)$$

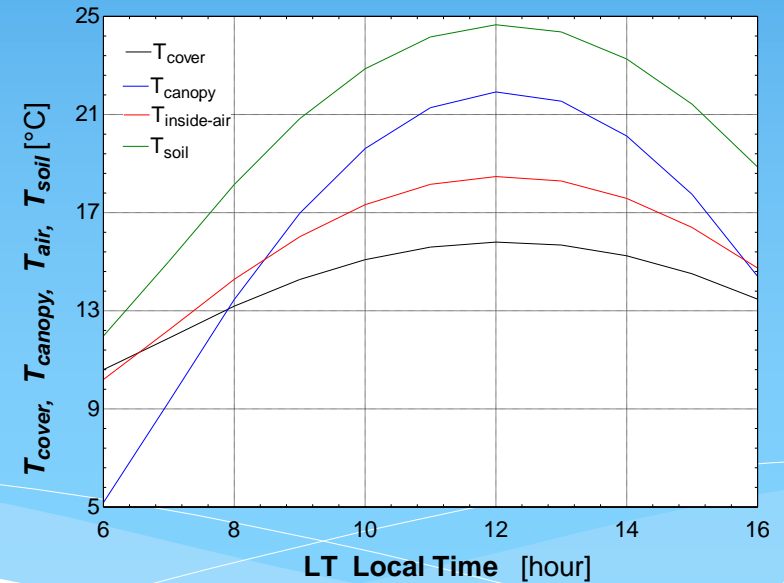
$$\dot{Q}_3^{soil} = \frac{k}{z_1} A_{soil} (T_{soil} - T_{ground}) \text{ fluxul de căldură conductiv de la sol la stratul z1 în adâncime} \quad (3.1.4c)$$

$$\dot{Q}_4^{soil} = \varepsilon_{bs} \sigma T_{soil}^4 A_{soil} \text{ radiația termică emisă de sol} \quad (3.1.4d)$$

$$\dot{Q}_5^{soil} = \varepsilon_c \sigma T_c^4 \alpha_{cat} (A_r S_{frs} + A_{sw} S_{fsws}) \text{ radiația termică emisă de acoperiș și absorbită de sol} \quad (3.1.4e)$$

Ecuatiile au fost rezolvate folosind software-ul EES [10 din 1] pentru a determina temperatura acoperișului (T_{cover}), temperatura aerului interior (T_{air}), temperatura medie a suprafeței acoperit[de plante (T_{can}) și temperatura suprafeței solului (T_{sb}) în timpul unei zile de vară, de la răsărit până la apusul zilei de 1 iulie în orașul Brașov, România. De asemenea, fluxul de căldură prin convecție, radiație termică și radiație solară este calculat pentru fiecare componentă a serei.

Evoluția temperaturii pe durata zilei este prezentată în figura 3.1.2.



Aceste rezultate au fost diseminate în 2 articole indexate SCOPUS:

1 Bodolan C., Costiuc L.(autor corespondent), Brătucu C., *A Theoretical Mathematical Model For Energy Balance In Greenhouses*, Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Series II: Forestry - Wood Industry -Agricultural Food Engineering, Vol. 8 (57)–2015, pp.69-76, ISSN: 2065-2143, BDI:SCOPUS, http://webbut2.unitbv.ro/BU2015/Series%20II/Contents_II_AFE.html

2 Bodolan C., Costiuc L., Brătucu C., *Greenhouse Energy Management Simulation Model*, revista:Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Series II: Forestry - Wood Industry -Agricultural Food Engineering, Vol. 9(58) – 2016, pp. 51-58, ISSN: 2065-2135, BDI:SCOPUS, http://webbut2.unitbv.ro/BU2016/Series%20II/Contents_II_AFE.html

3.2 Conversia energiei undelor de presiune

Îmbunătățirea performanțelor motoarelor cu ardere internă (MAI), împreună cu scăderea emisiilor sunt principalele ținte pentru specialiștii din domeniul de automobile [1-3]. O opțiune pentru creșterea eficienței motoarelor este asigurarea unei cantități considerabile de aer de admisie, prin supraalimentare. În afară de turbocompresoarele comune folosite pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă, o soluție alternativă care i-a interesat pe cercetători timp de aproape un secol este compresorul cu unde de presiune (PWS). Chiar dacă în ultimii ani această tehnologie a înregistrat o scădere a interesului, totuși există încă preocupări, mai ales în industria aeronautică, și care sunt justificate de rentabilitatea și simplitatea dispozitivelor PWS



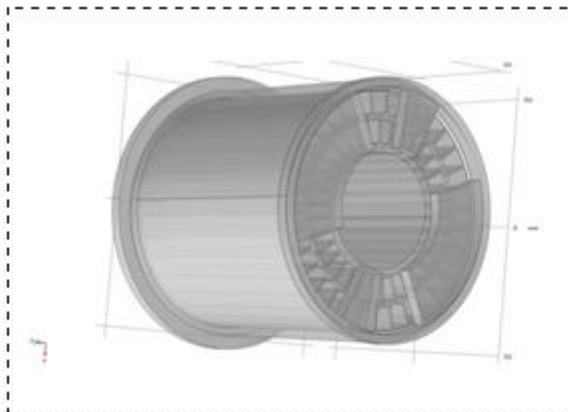


Figure 3.2.2. PWS imported geometry.

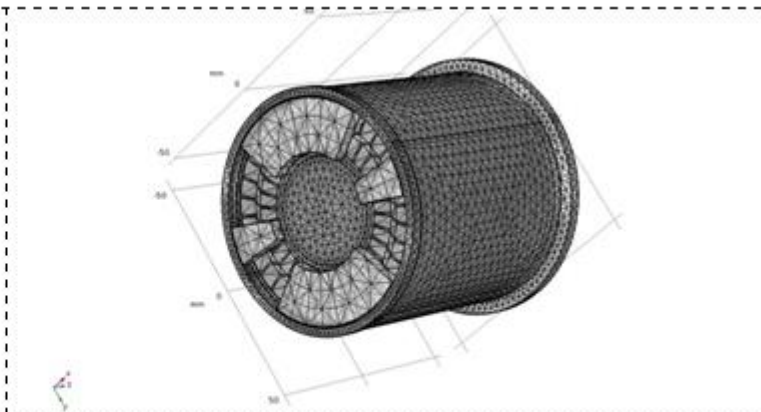


Figure 3.2.3. PWS resulted mesh.

Pentru abordarea numerică este necesară o descriere CAD a compresorului. Astfel, geometria PWS a fost creată într-un model 3-D folosind software-ul AutoCAD la scara 1:1, a fost importată ulterior în software-ul Comsol (vezi Figura 3.2.2). Modelul importat a fost prelucrat pentru eliminarea erorilor de import ale geometriei, etapă care este necesară pentru a obține o geometrie "water-tight". Se folosesc dimensiunile de bază pentru compresorul Comprex CX-93 cu patru porturi. Discretizarea geometriei rezultate în urma operațiilor de reparare sunt prezentate în Figura 3.2.3 constând din **2 386 820 elemente tetraedrice** doar pentru domeniul de aer. Domeniul de aer este format din domeniul fix (aerul din capacele statoarelor) și domeniul rotațional (aerul din canalele rotorului).

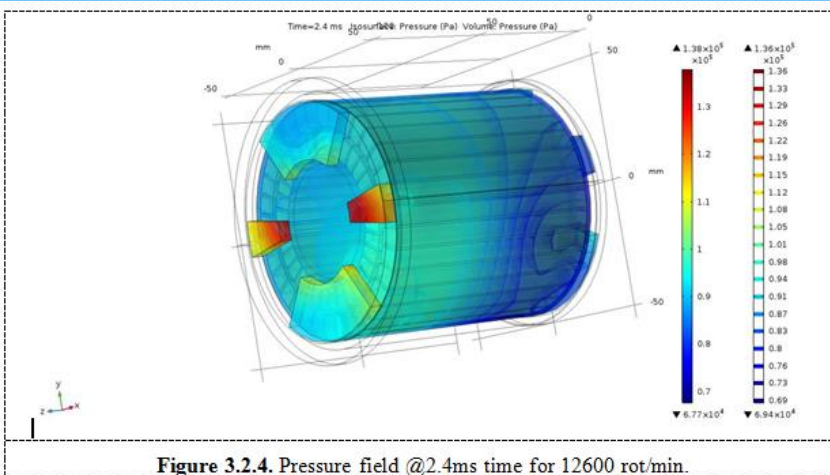


Figure 3.2.4. Pressure field @2.4ms time for 12600 rot/min.

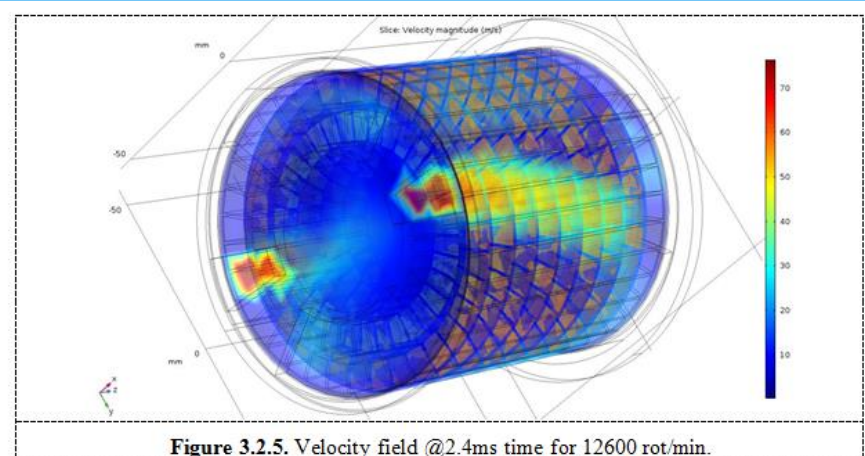


Figure 3.2.5. Velocity field @2.4ms time for 12600 rot/min.



Rezultatele obținute pentru presiunea din orificiile de aer PWS din partea stângă a figurii 3.2.4 arată că aerul comprimat la momentul de 2,4 msec. de timp atinge valoarea maximă de 1,36 bar pe suprafața de ieșire. În figură este prezentat, de asemenea, câmpul de presiune rezultat în interiorul canalelor de la admisia de gaze arse, partea dreaptă a figurii, până la partea de aer din stânga, arătând o delimitare a celor două fluide spre jumătatea rotorului. Pentru câmpul de viteze rezultatele obținute sunt prezentate în Figura 3.2.5.

Ca un rezultat al studiului, utilizarea unui compresor cu unde de presiune pentru a îmbunătăți performanța unui motor cu ardere internă pare a fi o soluție promițătoare, deoarece gazele de ardere generează o creștere a presiunii aerului pe aerul aspirat, ceea ce are un efect benefic asupra ciclului motorului cu ardere internă prin introducerea unei cantități mai mari de aer în cilindrii. Rezultatele teoretice și numerice prezentate încurajează ideea că folosirea compresiei prin unde de presiune poate fi mai eficientă decât compresoarele mecanice convenționale sau turbocompressoarele.

Aceste rezultate au fost diseminate într-un articol cotate ISI cu factor de impact la data publicării și 2 articole în BDI:

Costiuc I., Chiru A., **Costiuc L. (autor corespondent)**, A Review of Engine's Performance When Supercharging by a PressureWave Supercharger, *Energies*, 2022, **15(8)**, 2721, <https://doi.org/10.3390/en15082721>, (IF-2021=3.252, SRI-2020=0.598), <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/8/2721>

Costiuc, **L. Costiuc**, Numerical investigation of a pressure wave supercharger, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 1220 (2022) 012022, doi:10.1088/1757-899X/1220/1/012022.

I. Costiuc, **L. Costiuc**, A. Chiru, Investigations of pressure field along a channel of a pressure wave supercharger, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 1220 (2022) 012023, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1220/1/012022>.



3.3 Optimizare constructivă a curgerii și a câmpului termic într-un automat frigorific

Obiectivul acestui studiu numeric este o analiză CFD a unui cabinet frigorific, care conține doze de băuturi răcoritoare, pentru a determina în fază inițială profilul de viteză al fluxului de aer pentru o configurație inițială de proiectare, determinarea distribuției de presiune în diferite zone ale cabinei răcorului. Aceste cerințe sunt necesare pentru a respecta condițiile de funcționare deoarece cabinetul conține un număr mare de doze care trebuie păstrate la temperatură uniformă de minim 4-6°C în întregul volum. Numărul mare de doze crează și o cădere mare de presiune care impune un ventilator mai scump care să asigure recircularea aerului. Configurația geometrică este prezentată în figura 3.3.1.

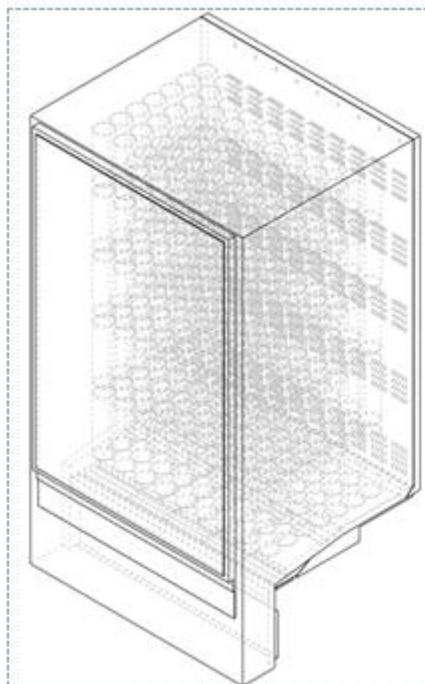


Figura 3.3.1

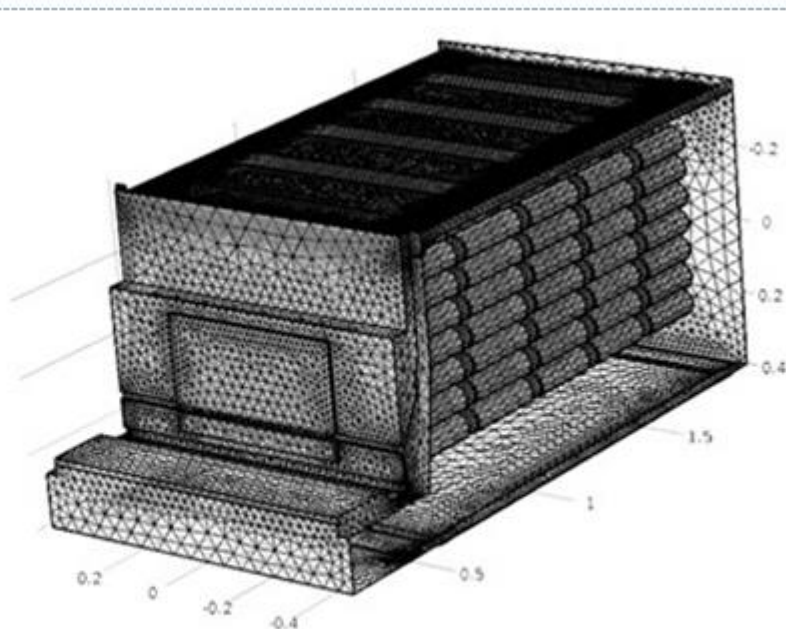


Figura 3.3.2 Discretizarea domeniului de aer

Câmpul de viteze obținut în urma simulării este prezentat în figura 3.3.3. Se observă că datorită suprafețelor cu unghiuri drepte între ele rezultate din desenul CAD, sau canalelor înguste rezultate, viteza de curgere mare (4 m/s) în special în partea inferioară a cabinetului determină distribuția preponderentă a aerului prin prima grilă inferioară.

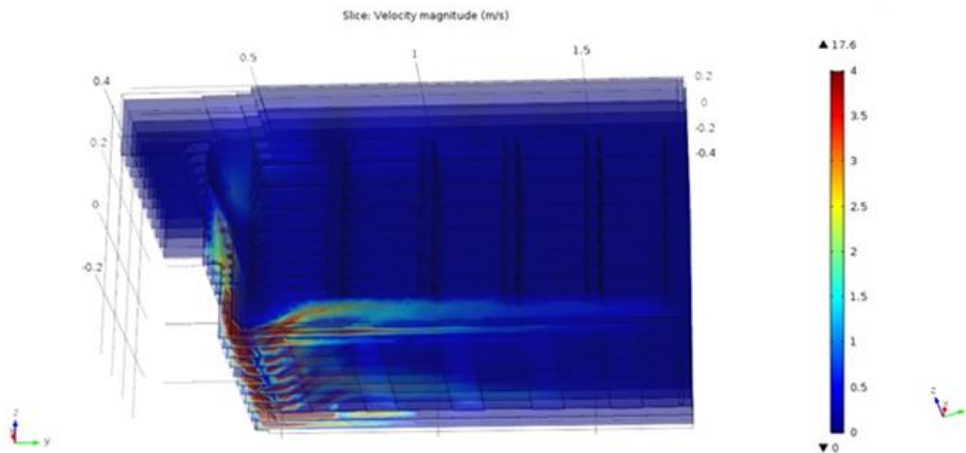


Figura 3.3.3 Câmpul de viteze în interiorul dulapului frigorific

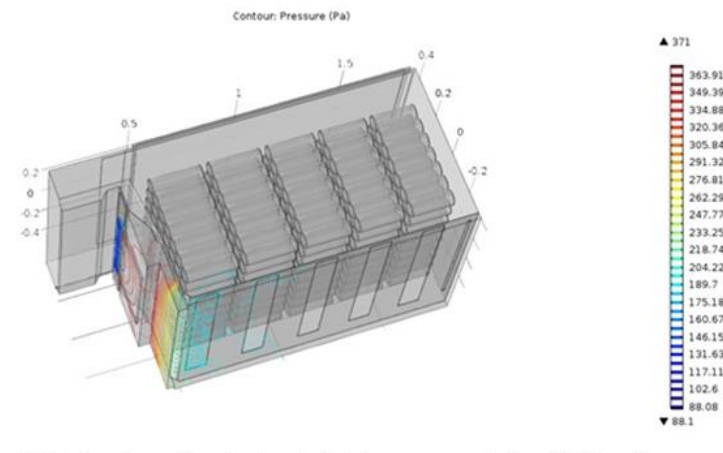


Figura 3.3.4 Presiunea în grila de admisie/evacuare a dulapului frigorific

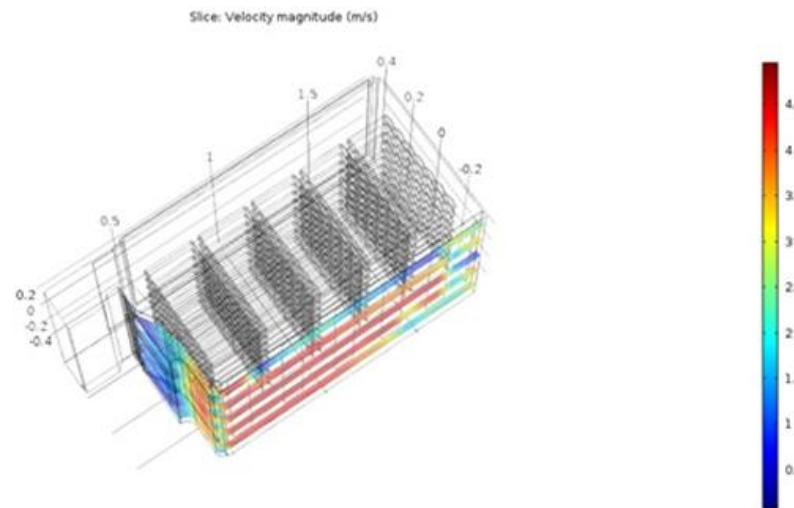


Figura 3.3.5 Câmpul de viteză în varianta optimizată



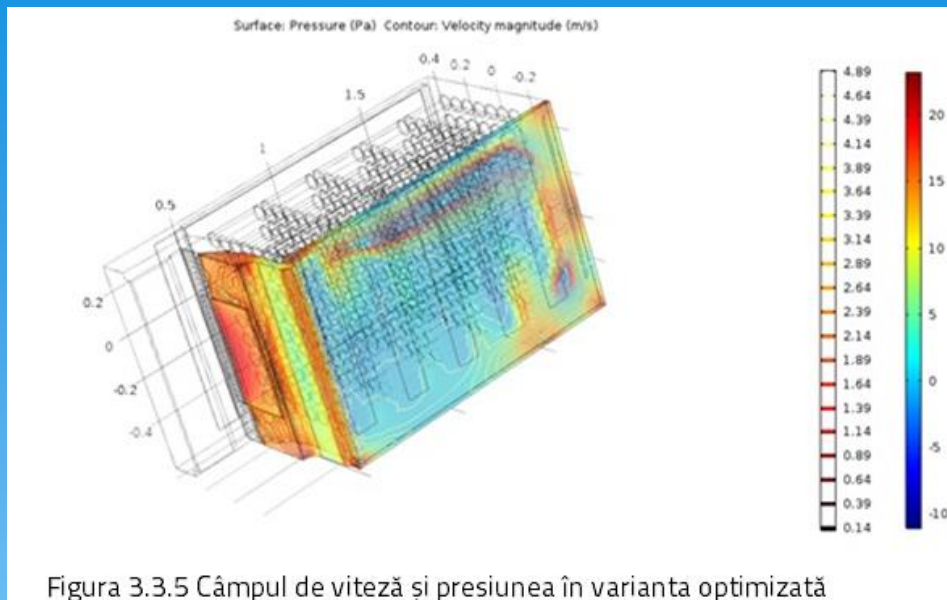


Figura 3.3.5 Câmpul de viteză și presiunea în varianta optimizată

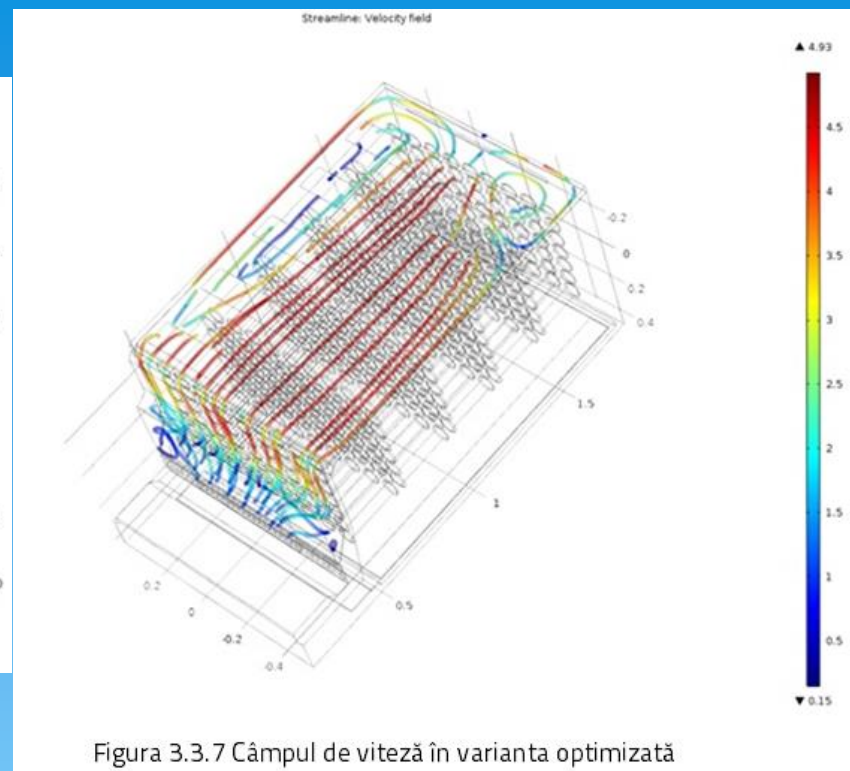


Figura 3.3.7 Câmpul de viteză în varianta optimizată

Aceste rezultate au fost obținute în cadrul contractului de cercetare cu terți:

Calcul de optimizare sistem de refrigerare, perioada: 2018, finantator: TATA Technologies, NrContract: UTBv nr.8771/12.07.2018 , NrAniDerulare:1



B-ii. Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

Planul de dezvoltare a carierei didactice

Consider că tradiția și experiența colectivului din care am făcut parte în prima etapă a carierei universitare, și a colectivului din care fac parte în acest moment, precum și calitatea științifică a membrilor acestui colectiv și a celorlalte colective cu care am interacționat de-a lungul timpului (de la Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, GEA Technologies, DAVICANI Brașov, TATA Technologies) m-au format și mi-au oferit o provocare permanentă de excelență la nivel național și internațional în ceea ce privește cercetarea științifică.

Pe de altă parte, dotarea cu tehnologie de înaltă calitate și performanță în domeniul ingineriei mecanice de care beneficiază laboratoarele aflate în Facultatea de Inginerie Mecanică și în Institutul de Cercetare - Dezvoltare al Universității Transilvania din Brașov constituie o bază modernă și consistentă pentru realizarea de cercetări în domeniul ingineriei mecanice.

1. Direcții de dezvoltare a carierei didactice

Un prim aspect, în privința activității instituționale voi continua să mă implic în viața academică și administrativă a departamentului, facultății și universității, ori de câte ori este nevoie, și să-mi aduc **contribuția personală la elaborarea și implementarea politicilor, strategiilor de dezvoltare, precum și la promovarea imaginii ale departamentului, facultății și universității.**

Ca următor aspect al dezvoltării carierei, am în vedere să particip în următorii ani ca **visiting professor** la universități și/sau centre de cercetare din domeniile mele de interes științific. De asemenea, doresc să aplic pentru cel puțin o bursă **Erasmus+**, dorind în acest fel să cresc vizibilitatea internațională personală cât și a universității pe care o reprezint.

Un alt aspect important al dezvoltării carierei didactice este centrat pe **actualizarea, modernizarea și informatizarea suporturilor de curs, a lucrărilor de laborator și aplicații**, în concordanță tehnologia de pe platforma E-Learning. În acest sens, autorul tezei de abilitare are în agendă revizuirea, actualizarea cursurilor curente (10 cursuri) sau realizarea unor suporturi de cursuri noi, ca unic/prim autor sau co-autor cu colegii din domeniu.



2. Direcții de dezvoltare științifică

O primă direcție de dezvoltare este **extinderea orizontului cercetărilor** mele în direcția analizei și simulărilor numerice cu elemente finite pentru curgeri interioare ale fluidelor, utilizând software cu licență, în privința comportării staționare, tranzitorii și în special acustice în mașini și echipamente termice. Am în vedere abordarea unor metode de cuplare de tip “multiphysics” a curgerii cu transferul de căldură și cu transferul de masă pentru descrierea cât mai realistă a fenomenelor.

De asemenea, o altă direcție este **atragera de fonduri prin participarea la proiecte de cercetare** atât în calitate de director de proiect, cât și din cea de membru în colectivele diverselor granturi/ proiecte de cercetare ale Facultății de Inginerie Mecanică din cadrul Universității Transilvania din Brașov reprezintă un obiectiv important în dezvoltarea carierei universitare.

În privința valorificării cercetării științifice, pe termen scurt și mediu, prioritatea mea va fi realizarea de **lucrări științifice cu publicarea acestora în jurnale ISI cu factor de impact ($FI > 2$) și scor relativ de influență cât mai ridicate ($SRI > 1.0$).**



Vă mulțumesc !



**Transilvania
University
of Brasov**

