



Universitatea  
Transilvania  
din Brașov

# TEZĂ DE ABILITARE

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

Domeniul: Inginerie mecanică

Autor: Conf. Dr. Liviu COSTIUC

Universitatea Transilvania din Brașov

BRAȘOV, 2023

## CUPRINS

(A) Summary.....	4
(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierii.....	6
(B-i) Realizări științifice și profesionale.....	6
Introducere.....	6
Capitolul 1. Cercetări teoretice privind conversia energiei pentru producerea frigului industrial .....	12
1.1. Conversia energiei prin compresie mecanică de vapori.....	12
1.1.1. Introducere.....	12
1.1.2. Descrierea și funcționarea instalației.....	13
1.1.3. Optimizarea exergetică.....	17
1.1.4. Rezultate și concluzii.....	19
1.2. Conversia energiei prin absorbție termo-chimică.....	21
1.2.1. Introducere.....	21
1.2.2. Rezultate.....	25
1.3. Conversia energiei prin adsorbție termo-chimică.....	29
1.3.1. Introducere.....	29
1.3.2. Modelul matematic al sistemului de răcire cu adsorbție.....	31
1.3.3. Rezultatele simulării sistemului de răcire cu adsorbție în regim dinamic.....	33
1.4. Analiza subsistemului de răcire cu adsorbție dintr-un sistem cu trigenerare folosind motor Stirling.....	37
1.5. Concluzii privind conversia energiei pentru producerea frigului industrial.....	44
Capitolul 2. Determinarea densității de energie a deșeurilor urbane.....	46
2.1. Cercetări privind investigarea densității de energie a materialelor plastice.....	46

2.1.1. Analiza gravimetrică a compoziției din deșeurilor urbane din sursa MSW, Brașov, România.....	48
2.1.2. Rezultatele analizei calorimetrice.....	51
2.2. Cercetări privind puterea calorică a deșeurilor municipale din UE.....	55
2.2.1. Introducere.....	55
2.2.2. Materiale folosite pentru determinarea puterii calorice.....	56
2.2.3. Metodologie pentru determinarea experimentală a puterii calorice.....	58
2.2.4. Resultate și discuții ale analizei calorimetrice.....	60
2.3. Cercetări privind influența reprocessării poli-olefinelor asupra puterii calorice a amestecurilor de material plastic.....	63
2.3.1. Introducere.....	63
2.3.2. Analiza calorimetrică a poliolefinelor reprocessate.....	66
2.4. Cercetări privind caracterizarea termică a panourilor termoizolante.....	74
2.4.1. Introducere.....	74
2.4.2. Concluzii.....	75
<b>Capitolul 3. Simulări numerice privind conversia energiei în instalații termice.....</b>	<b>76</b>
3.1. Managementului energiei la sere de plante.....	76
3.2. Conversia energiei undelor de presiune.....	80
3.2.1. Principiul de funcționare.....	80
3.2.2. Modelarea numerică folosind metoda elementelor finite.....	81
3.2.3. Rezultate obținute.....	82
3.3. Optimizarea constructivă a curgerii și a câmpului termic într-un automat frigorific.....	85
<b>(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei.....</b>	<b>89</b>
<b>(B-iii) Bibliografie.....</b>	<b>98</b>

## (A) Summary

The habilitation thesis entitled *Research on energy management and conversion in mechanical and thermo-chemical systems* presents the scientific achievements conducted by author after obtaining of the scientific title of *doctor (PhD)*, in the field of the *Mechanical engineering (May, 1999)* and as Associate Professor at the Faculty of Mechanical Engineering, Transilvania University of Braşov.

In the **(B-i)** part, the habilitation thesis approaches a research theme in the mechanical engineering field, which refers to the modeling, simulation of the complex thermal plants regarding their dynamical behavior as well as the components of these plants. Mainly the plant configuration are modeled, simulated for energy conversion for cooling production with mechanical compression, with Stirling engine as prime mover, with thermo-chemical adsorption and absorption using real thermodynamic properties for fluids or solids used as working refrigerant (were published 9 scientific articles, 3 papers in ISI proceedings, 1 paper in SCOPUS, 2 papers in BDI and 3 presented at international scientific events).

In addition to the topic of doctoral thesis, the author performed experimental research in investigation of energy density of plastic materials, on heat of combustion of municipal waste materials using oxygen bomb calorimetry (published in 2 ISI articles, 2 SCOPUS), on influence of reprocessing by melt mixing and thermo-formation of polyolefins and determination of morphological features of recycled polypropylene using differential scanning calorimetry (published in 1 ISI article), on experimental thermal characterization of timber frame exterior wall using reed straws as heat insulation materials (published in 1 ISI article), and on simulation of energy management of a greenhouse for crops (published in 2 SCOPUS articles).

The scientific achievements that are the subject of the habilitation thesis and were published in the 7 ISI articles (2 in Q1), 5 articles in SCOPUS, and 10 scientific papers that are presented at national and international events.

In **Chapter 1** entitled *Theoretical research on energy conversion for cooling production*, the author presents theoretical background of modeling regarding cooling production plants with mechanical compression using ecological refrigerants, or with Stirling engine like prime mover. Also, the cooling production of plants with no-moving parts using thermo-chemical absorption and adsorption is presented and modeled. For



these plants models for real thermodynamic properties of fluids as working refrigerant are used. The mathematical models of above-mentioned plant configurations are implemented and simulated into software code like: Pascal, EES software (Engineering Equation Solver) and Matlab-Simulink programming platform.

The research results presented in Chapter 1 were disseminated in 9 scientific articles ( 3 papers in ISI proceedings, 1 paper in SCOPUS, 2 papers in BDI and 3 presented at international scientific events) as well as in the progress reports on the projects as member author: CNSCU nr.1154/1996, CNCSU nr.256/1997, CNCSU nr.223/1998, CNCSIS nr.285/1999, CNCSIS nr.287/1999, CNCSIS nr.863/2000. More information on the dissemination of results is presented at the end of Chapter 1.

The chapter 2, *Determination of the energy density of waste materials*, is dedicated to experimental investigations on the on heat of combustion of municipally plastic waste materials using oxygen bomb calorimetry. The next step regarding energy conversion is dedicated to experimental investigation of the influence of reprocessing by melt mixing and thermo-formation of polyolefins and determination of morphological features of recycled polypropylene using differential scanning calorimetry.

Other aspect investigated is related to experimental investigations on the on heat of combustion of wood species materials using oxygen bomb calorimetry and on thermal characterization of timber frame exterior wall using reed straws as heat insulation materials.

The research results presented in Chapter 2 were disseminated in 6 scientific articles ( 4 ISI papers, 2 of them in Q1, 1 paper in SCOPUS and 1 BDI presented at international scientific event), as well as in the progress reports on the projects as member in the team: International Grant FP 7, "*Magnetic Sorting and Ultrasound Sensor Technologies of High Purity Secondary Polyolefins from Waste*", W2Plastics, Nr 212782, PC7 project 152EU/2012, CNCSIS nr.945/2007, and 2 books as co-author: "*Combustia ecologica a biomasei lemnoase*", Transilvania University Press, ISBN:978-973-598-194-5, 2007 and "*Ecological combustion of wooden biomass*" , Transilvania University Press, ISBN:978-973-598-384-0, 2008. Detailed information on the dissemination of results is presented at the end of Chapter 2.

The chapter 3, *Simulations regarding the energy conversion in thermal plants*, is dedicated to the crop-greenhouse energy management, pressure wave energy conversion

as supercharging method in engines and numerical results for constructive optimization of velocity and thermal field in a vending machine (a machine that dispenses small articles such as food, drinks) undertaken with the UTBv nr.8771/12.07.2018 research project.

The research results presented in Chapter 3 were disseminated in 3 scientific articles (**1 ISI paper, 2 papers in SCOPUS**) as well as in the report on the project as director: „Refrigerating system optimization calculus” for TATA Technologies, research project UTBv nr.8771/12.07.2018.

**The (B-ii) part** presents the evolution and achievements on a professional level (academic, teaching and scientific), and the professional academic development plan.

**(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei****(B-i) Realizări științifice și profesionale****Introducere**

Teza de abilitare intitulată **Cercetări privind managementul și conversia energiei în sisteme mecanice și termochimice** prezintă realizările științifice realizate de autor după obținerea titlului științific de doctor (doctor), în domeniul ingineriei mecanice (mai, 1999) și conferențiar universitar la Facultatea de Inginerie Mecanică la Universitatea Dunărea de Jos din Galați ( până în 2002) și la Universitatea Transilvania din Brașov, în prezent.

În partea (B-i), teza de abilitare abordează teme de cercetare în domeniul ingineriei mecanice, care se referă la modelarea, simularea sistemelor termice complexe privind comportamentul lor staționar și dinamic, precum și comportamentul componentelor funcționale ale acestor mașini termice. În principal, configurația instalației este modelată, simulată numeric pentru conversia energiei în scopul producerii frigului industrial și casnic folosind:

- procesul de compresie mecanică de vapori funcționând cu agenți frigorifici ecologici,
- o instalație de conversie a energiei cu motor Stirling ca driver principal într-o instalație cu adsorbție termo-chimică,
- conversia energiei în instalații fără părți în mișcare folosind procesul de adsorbție termo-chimică.

Pentru toate instalațiile prezentate s-au utilizat modele pentru proprietăți termodinamice ale substanțelor reale atât pentru fluide sau solide utilizate ca agent frigorific de lucru (s-au publicat 9 articole științifice, 3 lucrări la conferințe indexate ISI, 1 lucrare indexată SCOPUS, 2 lucrări indexate în BDI și 3 prezentate la evenimente științifice internaționale).

În afară de tematica tezei de doctorat, autorul a efectuat cercetări experimentale pe mai multe 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 (s-au publicat în 2 articole indexate ISI, 2 indexate SCOPUS),

- cercetări experimentale privind influența reprocesării prin amestecarea în stare topită și termo-formarea poli-olefinelor și determinarea caracteristicilor morfologice ale polipropilenei reciclate utilizând calorimetrie cu scanare diferențială DSC (s-a publicat în 1 articol ISI în zona roșie),
- cercetări privind caracterizarea termică experimentală a unui perete exterior cu carcasă de lemn folosind paie de stuf reciclate ca materiale termoizolante (s-a publicat 1 articol ISI în zona roșie)
- simularea managementului energiei la sere de plante (s-au publicat în 2 articole indexate SCOPUS)
- conversia energiei undelor de presiune ca metodă de supraalimentare în motoare cu ardere internă (s-a publicat 1 articol indexat ISI)
- optimizarea constructivă a curgerii și a câmpului termic într-un automat care distribuie articole mici, cum ar fi alimente, băuturi reci.

Realizările științifice care fac obiectul tezei de abilitare sunt publicate în 7 articole indexate ISI (2 în Q1), 5 articole indexate în BDI-SCOPUS, 10 lucrări științifice care au fost prezentate la evenimente naționale și internaționale, 4 monografii, 1 grant și 1 contract în calitate de director și 9 contracte naționale și un grant internațional FP7 în calitate de membru în echipă.

### **Monografii**

1. Costiuc L., Costiuc I., *Poluarea mediului exterior*, Editura:Evrika Brăila, publ.ZIGOTTO Galați(cod CNCSIS 262), ISBN:973-8052-59-9, An Aparitie:2001, TotalNrPagini:154
2. Mureșan M., Mihalcea M., Șerbănoiu N., Ungureanu V.B., Costiuc L., *Utilizarea energiei solare*, editura Universității Transilvania Brașov, ISBN:978-973-635-748-0, AnAparitie:2006, TotalNrPagini:350
3. Lunguleasa A, Pațachia S., Costiuc L., Ciobanu V., *Combustia ecologica a biomasei lemnoase*, Transilvania University Press, ISBN:978-973-598-194-5, AnAparitie:2007, TotalNrPagini:134

4. Lunguleasa A, Costiuc L., Ciobanu V., *Ecological combustion of wooden biomass*, Transilvania University Press, ISBN:978-973-598-384-0, AnAparitie:2008, TotalNrPagini:105

*ISI - în domeniul tezei de abilitare*

1. Costiuc I., Chiru A., Costiuc L., A Review of Engine's Performance When Supercharging by a PressureWave Supercharger, *Energies*, 2022, **15(8)**, 2721, (IF-2021=3.252, SRI2020=0.598), <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/8/2721>
2. Balteş L., Costiuc L., Paţachia 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), (IF-2021=4.755, Q1, SRI2020=0.876), DOI: 10.1007/s10973-019-08679-7, WOS:000499703500004, <https://link.springer.com/article/10.1007/s10973-019-08679-7>
3. Costiuc L., M. Tierean, L. Baltes, S. Patachia, *Research on the Heat of Combustion of the Plastic Waste Materials*, *Environmental Engineering & Management Journal*, **14(6)**, (2015), pp.1295-1302, DOI: 10.30638/eemj.2015.140, WOS:000360500200007  
[http://www.eemj.icpm.tuiasi.ro/pdfs/vol14/no6/7\\_1025\\_Costiuc\\_14.pdf](http://www.eemj.icpm.tuiasi.ro/pdfs/vol14/no6/7_1025_Costiuc_14.pdf)
4. Arădău D., Costiuc L.(autor correspondent), *Optimization of the Refrigeration Machinery using R152a*, *Proceedings of 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, issn:0151-1637 AnAparitie:1996, WOS:A1996BH97C00019
5. 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
6. 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
7. Georgescu, S.-V., Coşoreanu, 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*, **138**, (2019), DOI: 10.1007/s10973-019-08325-2, (IF-2021=4.755, Q1, SRI-2020=0,876), <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08325-2>.

**BDI - în domeniul tezei de abilitare**

1. 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, Vol.50, 2018, pp.165-171, ISSN:0324-1130, BDI: SCOPUS, indexata ISI in 2018 [http://www.bcc.bas.bg/bcc\\_volumes/Volume\\_50\\_Special\\_G\\_2018/50G\\_PD\\_165-171.24.pdf](http://www.bcc.bas.bg/bcc_volumes/Volume_50_Special_G_2018/50G_PD_165-171.24.pdf)
2. Bodolan C., Costiuc L., 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, BDI:SCOPUS, [http://webbut2.unitbv.ro/BU2015/Series%20II/Contents\\_II\\_AFE.html](http://webbut2.unitbv.ro/BU2015/Series%20II/Contents_II_AFE.html)
3. Costiuc L., Popa, V., Şerban, A., Lunguleasa, A., Tierean, H.M., *Investigation on Heat of Combustion of Waste Materials*, 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.165-168, ISSN: 1792-4781, BDI:SCOPUS,
4. 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,
5. Bodolan C., Costiuc L., Brătucu C., *Greenhouse Energy Management Simulation Model*, Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Series II: Forestry - Wood Industry -Agricultural Food Engineering, Vol. 9(58) – 2016, pp. 51-58, BDI:SCOPUS, [http://webbut2.unitbv.ro/BU2016/Series%20II/Contents\\_II\\_AFE.html](http://webbut2.unitbv.ro/BU2016/Series%20II/Contents_II_AFE.html)

**Conferinţe Internaţionale/Naţionale - în domeniul tezei de abilitare**

1. Arădău D., Costiuc L., *Friction Power in Sliding Vane Type Rotary Compressors*, 1996 Proceedings International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper no.1357, <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1357/>
2. Popa V., Costiuc L., *Study of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle*. 3<sup>th</sup> Conference on Ammonia Refrigeration Technology. Proceedings: Ohrid, North Macedonia, May 7-9, 2009, Paper no. 1546, <https://iifiir.org/en/fridoc/study-of-cooling-production-with-a-combined-power->

- [and-cooling-26147](#).
3. 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://iifiir.org/en/fridoc/optimization-of-the-refrigeration-machinery-using-r152a-15054>
  4. Popa V., Costiuc L., Cuzic M., [Theoretical study and performance analysis of an adsorption chiller](#). Proceedings of the 23<sup>rd</sup> 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://iifiir.org/en/fridoc/theoretical-study-and-performance-analysis-of-an-adsorption-chiller-28173>
  5. Costiuc L., Balteş L., Paţachia S., Ţierean M.H., Lunguleasa A., *Calorimetric Investigations on Raw and Reprocessed Plastic Wastes*, The 12th European Symposium on Thermal Analysis and Calorimetry (ESTAC12), 27-30 August 2018 in Brasov, Romania, <https://www.unitbv.ro/en/research/scientific-events/scientific-events-2018/3759-estac12-12th-european-symposium-on-thermal-analysis-and-calorimetry-en.html>
  6. Costiuc L., Balteş L., Paţachia S., Ţierean M.H., *Investigation on Energy Density of Plastic Waste Materials*, The 26th International Conference on Solid Waste Technology and Management, Philadelphia, PA U.S.A. March 27-30, 2011, <http://cemmlab.webhost.uic.edu/GSR-waste2011.pdf>
  7. Costiuc I., Costiuc L., *Numerical investigation of a pressure wave supercharger*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1220, The XXXI-st SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering Automotive and Integrated Transport Systems (AITS 2021), 28th-30th October 2021, Chisinau, Republic of Moldova, <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1220/1/012023>
  8. G A Beşchea, Ş I Câmpean, L M Scutaru, L Costiuc and A Şerban, *Freezing water simulations in isochoric systems – preliminary analysis*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1138, International Conference Civil Engineering and Building Services (CIBv 2020) 5th-6th November 2020, Brasov, Romania, <http://cibv.unitbv.ro/>, 2021 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1138 012003, <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1138/1/012003/meta>
  9. Costiuc, L., Popa, V., Şerban, A., Lunguleasa, A., Tierean, H.M., *Investigation on Heat of Combustion of Waste Materials*, International Conference on Urban Sustainability, Cultural Sustainability, Green Development Green Structures and Clean Cars, USCUDAR 2010, Malta, September 15-17, 2010, In [Recent Advances in](#)

[Urban Planning, Cultural Sustainability and Green Development, pp.165-168  
issn:1792-4781, 2010](#)

10. Costiuc L., Țierean M.H., Pațachia S., Balteș L., *Research on the Heat of Combustion of the Plastic Waste Materials*, International Conference „ECOIMPULS 2013 - Environmental Research and Technology” Nov. 7-8, 2013 – Politehnica University of Timisoara, Regional Business Center Timisoara, Romania, <http://www.eco-impuls.ro/conference-eco-impuls-2013/full-program/>



## 1 Cercetări teoretice privind conversia energiei pentru producerea frigului industrial

În acest capitol se abordează teme de cercetare în domeniul ingineriei mecanice, care se referă la modelarea, simularea sistemelor termice complexe privind comportamentul lor staționar și dinamic la conversia energiei în scopul producerii frigului industrial sau casnic necesar pentru o multitudine de aplicații. Se prezintă și aspecte privind comportamentul dinamic simulat al componentelor funcționale ale acestor sisteme comparat în unele cazuri cu date experimentale din literatură.

În principal, configurația instalației sau a mașinii termice este modelată, simulată numeric pentru conversia energiei în scopul producerii frigului industrial și casnic.

Pentru aceste cercetări s-au investigat instalații folosind:

- procesul de compresie mecanică de vapori funcționând cu agenți frigorifici ecologici,
- un model de instalație de conversie a energiei cu motor Stirling ca driver principal într-o instalație cu adsorbție termo-chimică,
- conversia energiei în mașini termice fără părți în mișcare utilizând procesul de adsorbție termo-chimică.

### 1.1 Conversia energiei prin compresie mecanică de vapori

#### 1.1.1 Introducere

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).

Ședințele comisiilor de specialitate ale Institutului Internațional de Frig (I.I.R.) de la Londra (1990), de la Copenhaga, de la Gent (1992) și Hanovra (1994) au adus schimbări semnificative pentru Protocolul de la Montreal (1987) în ceea ce privește creșterea restricțiilor pentru producerea și utilizarea agenților frigorifici poluanți, în special cei care conțin clor în molecula acestora. Acum se recunoaște că pentru a satisface aceste

preocupări de mediu, nivelul cercetării a crescut în direcția găsirii de soluții alternative, ecologice pentru agenții frigorifici. Astfel, pentru utilajele frigorifice de capacități mici,

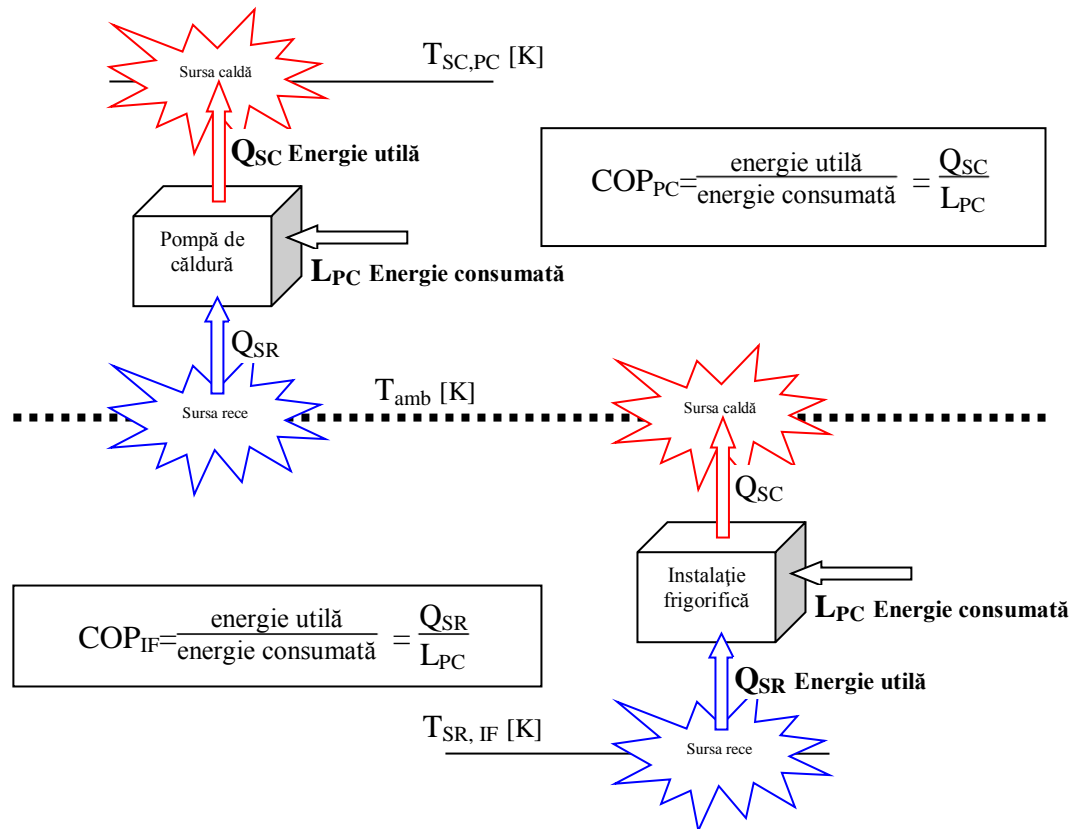


Figura 1.1. Schemele de principiu ale instalațiilor cu ciclu invers.

$Q_{SC}$ ,  $Q_{SR}$  căldura cedată sursei calde, reci,  $L_{PC}$ ,  $L_{IF}$  lucrul mecanic consumat la pompa de căldură, instalația frigorifică,  $COP_{PC}$ ,  $COP_{IF}$  coeficientul de performanță (eficiența) al pompei de căldură, frigorifică,  $T_{SC,PC}$  temperatura sursei calde la pompa de căldură,  $T_{SR,IF}$  temperatura sursei reci la instalația frigorifică,  $T_{amb}$  temperatura mediului ambiant

fluidele de lucru ecologice pentru înlocuirea lui R12 (Dichlorodifluoromethane- $CCl_2F_2$ ) care s-au impus în principal sunt R134a și R152a.

În această secțiune se prezintă un calculul 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.

### 1.1.2 Descrierea și funcționarea instalației

Instalația într-o treaptă de comprimare cu subrăcire și supraîncălzire (Fig.1.2.) este compusă din compresorul C, condensatorul K, subrăcitorul SR, ventilul de laminare VL,



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:  
 $q_0 = h_{1V} - h_{5R}$  [kJ/kg]
- capacitate frigorifică volumică specifică  $q_{0V}$ , se calculează cu relația  
 $q_{0V} = q_0 / v_{1R}$  [kJ/m<sup>3</sup>]
- sarcină specifică de condensare  $q_K$ , se calculează cu relația  
 $q_K = h_{2R} - h_{3L}$  [kJ/kg]
- lucrul mecanic de comprimare specific  $l_C$ , se calculează cu relația  
 $l_C = h_{2R} - h_{1R}$  [kJ/kg]
- sarcină specifică de supraîncălzire  $q_{SI}$ , se calculează cu relația  
 $q_{SI} = h_{1R} - h_{1V}$  [kJ/kg]
- sarcină specifică de subrăcire  $q_{SR}$ , se calculează cu relația  
 $q_{SR} = h_{3L} - h_{4R}$  [kJ/kg]
- debitul masic de agent frigorific, se calculează cu relația  
 $m_{ag} = \Phi_0 / q_0$  [kg/s], unde  $\Phi_0$  este capacitatea frigorifică
- debitul volumic aspirat, se calculează cu relația  
 $Q_{Va} = m_{ag} v_{1R} = \Phi_0 / q_{0V}$  [m<sup>3</sup>/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  $\eta_{ex}$ , care se definește prin expresia:  
 $\eta_{ex} = (Ex_{utilă} / Ex_{consumată}) = Ex(\Phi_0) / P_C = (\Phi_0 / P_C)(T_{m.ambient} / T_{m.răcit} - 1)$

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)  $v_{vap}(p, t)$ ; [m<sup>3</sup>/kg]  
*Calculează volumul specific corespunzător unei presiuni  $p$  și a unei temperaturi  $t$ .*
- volum specific lichid (saturat)  $v_{lich}(t)$ ; [m<sup>3</sup>/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  $t$ .

Descrierea proprietăților termodinamice din punct de vedere numeric se poate face folosind ecuațiile de stare pentru fluide reale sau utilizând programe elaborate de autor în limbajul Pascal sau C++, sau pachete software dedicate, în principal după anii 2010, care au implementate aceste proprietăți termodinamice pentru o clasă mare de agenți frigorifici cum este EES (Engineering Equation Software).

Valorile parametrilor critici și relațiile pentru ecuațiile de stare și parametri de stare folosite de autor pentru R134a și R152a sunt prezentate în continuare (Tabelul 1.1):

Tabelul 1.1

Mărimă/agent frigorific	R134a	R152a
$T_{cr}$ - temperatura critică	374.21 K	386.41 K
$p_{cr}$ - presiunea critică	4064 kPa	4515.7 kPa
$\rho_{cr}$ - densitatea critică	508 kg/m <sup>3</sup>	368 kg/m <sup>3</sup>
M - masa molară	102.032 kg/kmol	66.05108 kg/kmol
$T_{cr}^{\oplus}$ - temperatura critică convențională	374.3	386.5 K
$i_0$ - entalpia de referință	202.898 kJ/kg	200 kJ/kg
$s_0$ - entropia de referință	1.835 kJ/kg K	2.0 kJ/kg K

- Presiunea de saturație ca funcție de temperatură:

$$\ln\left(\frac{p}{p_{cr}}\right) = \frac{T}{T_{cr}} [c_1(1 - T_r) + c_2(1 - T_r)^{1.2} + c_3(1 - T_r)^2 + c_4(1 - T_r)^3] \quad (1.1)$$

- Ecuația de stare:

$$p_r = \frac{T_r \rho_r}{Z_{cr}} + \sum_1^{25} \frac{a_i \rho_i^{m_i}}{T_r^{n_i}} \quad (1.2)$$

- Entalpia specifică pentru vaporii saturați și supraîncălziți:

$$h = (h_0 - RT_0) + 1000 \cdot p_{cr} \sum_{i=1}^{25} \frac{a_i(n_i + 1)\rho_r^{m_i}}{T_t^{n_i}(m_i - 1)\rho} + 1000 \cdot \frac{p}{\rho} + RT_{cr}^{\oplus} \sum_{i=1}^4 \frac{b_i}{i} \left[ \left(\frac{T}{T_{cr}^{\oplus}}\right)^i - \left(\frac{T_0}{T_{cr}^{\oplus}}\right)^i \right] \quad (1.3)$$

- Entropia specifică pentru vaporii saturați și supraîncălziți:

$$s = s_0 + 1000 \cdot \frac{p_{cr}}{T_{cr}} \sum_{i=1}^{25} \frac{a_i n_i \rho_r^{m_i}}{T_t^{n_i+1} (m_i-1) \rho} + R \cdot \ln \left( \frac{\rho_0}{\rho} \right) + R \sum_{i=2}^4 \frac{b_i}{(i-1)} \left[ \left( \frac{T}{T_{cr}} \right)^{i-1} - \left( \frac{T_0}{T_{cr}} \right)^{i-1} \right] + R \cdot b_1 \cdot \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \quad (1.4)$$

$$\text{- Densitatea lichidului saturat } \rho': \rho' = \rho_{cr} + \sum_{i=1}^4 e_i \left( 1 - \frac{T}{T_{cr}} \right)^{\frac{i}{3}} \quad (1.5)$$

$$\text{- Entalpia lichidului saturat } h': h' = h'' - T \left( \frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right) \frac{dp}{dT} \quad (1.6)$$

$$\text{- Entropia lichidului saturat } s': s' = s'' - \left( \frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right) \frac{dp}{dT} \quad (1.7)$$

unde:

$Z_{cr}$  - factorul de compresibilitate critic =  $p_{cr} / (R \rho_{cr} T_{cr})$

$T_0$  - temperatura de referință = 273.15 K

$p_r, T_r, \rho_r$  - proprietățile reduse (presiune, temperatură, densitate)

$R_{univ}$  - constanta universală a gazelor = 8.31451 kJ/kmol K

$R$  - constanta specifică a agentului =  $R_{univ}/M$

iar constantele  $a_i, b_i, c_i, e_i$  și puterile  $n_i, m_i$  ce apar în ecuații sunt date sub formă de tabele în literatura de specialitate pentru fiecare agent frigorific [4-6].

### 1.1.3 Optimizarea exergetică

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:

$$(L_i)_a = \frac{n}{n-1} p_1 V_a \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] - \frac{n'}{n'-1} p_1 V_d \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n'}{n'-1}} - 1 \right] \quad (1.8)$$

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

Dacă exprimăm volumul aspirat și destins în funcție de coeficientul de debit total  $\lambda_{tot}$  și volumul cursei pistonului, obținem:

$$(V_a - V_d) = \lambda_{tot} V_s \quad (1.9)$$

unde coeficientul de debit se poate exprima în funcție de coeficienții parțiali de debit:

$$\lambda_{tot} = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4 \quad (1.10)$$

Fiecare coeficient parțial de debit introduce influența unui factor. De exemplu,  $\lambda_1$  introduce influența existenței spațiului mort,  $\lambda_2$  introduce influența pierderii de presiune (sau laminarea) la aspirație,  $\lambda_3$  introduce influența încălzirii la aspirația vaporilor de agent frigorific, iar  $\lambda_4$  introduce influența ne-etanșeității spațiului de comprimare.

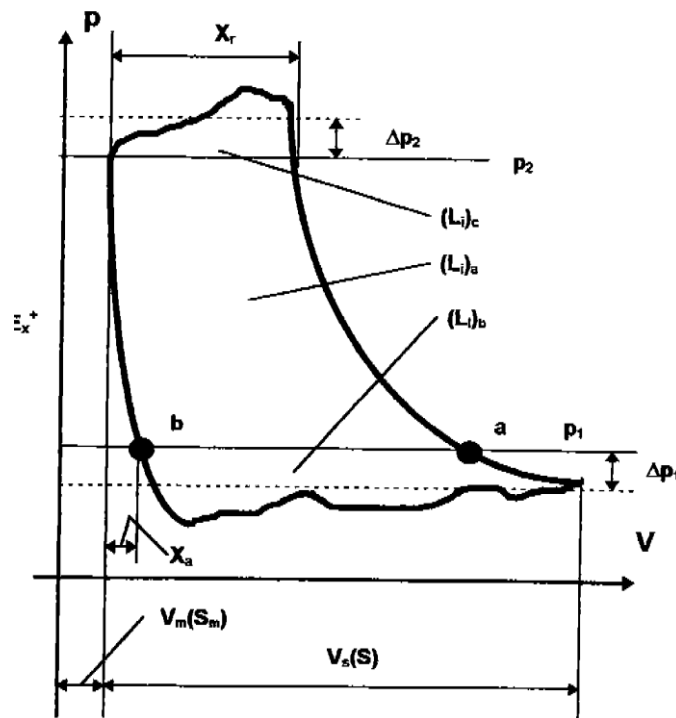


Figura 1.3. Diagrama indicată reală a compresorului cu piston

Puterea mecanică totală consumată de compresor este dată de relația:

$$P = \frac{1}{\lambda_3} \frac{1}{(\eta_{ex})_{ad}} \dot{Q}_0 \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right) + \Delta p \cdot V_t \quad (1.11)$$

Unde  $V_t$  este debitul volumic teoretic al compresorului,  $(\eta_{ex})_{ad}$  este randamentul exergetic adiabatic,  $\dot{Q}_0$  capacitatea frigorifică, iar  $\Delta p$  este pierderea totală de presiune:

$$\Delta p = \Delta p_b + \Delta p_c + \Delta p_f = \frac{(P_i)_b + (P_i)_c + (P_i)_f}{V_t} \quad (1.12)$$

$$(\eta_{ex})_{ad} = \frac{(h_1 - h_{5R})}{(h_{2R} - h_{1R})} \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (1.13)$$

$$\dot{Q}_0 = \lambda \cdot V_t \cdot q_v \quad (1.14)$$

unde  $q_v$  capacitatea frigorifică specifică volumică:

$$q_v = \frac{h_1 - h_5 + \theta \cdot (h_{1t} - h_1)}{v_1 \cdot \left[ 1 + \theta \frac{(T_k - T_0)}{T_0} \right]} \quad (1.15)$$

și  $\theta = (h_{1R} - h_1) / (h_{1T} - h_1)$ , randamentul subrăcirii/supraîncălzirii.

Randamentul exergetic se calculează cu relația:

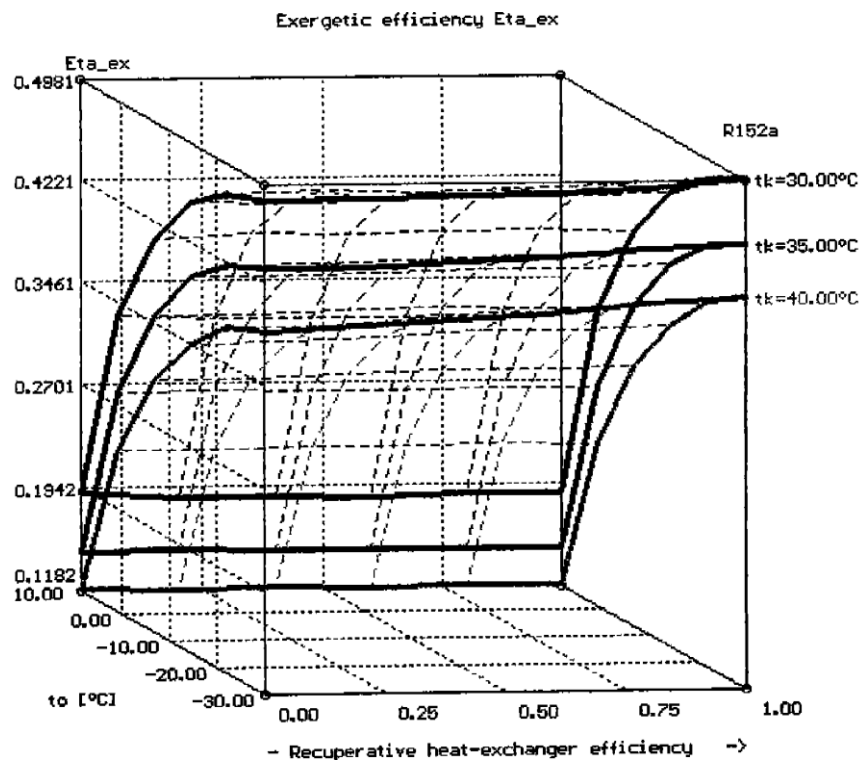
$$\eta_{ex} = (Ex_{utilă} / Ex_{consumată}) = Ex(Q_0) / P_c = (\dot{Q}_0 / P_c) (T_{m.ambient} / T_{m.răcit} - 1) \quad (1.16)$$

Folosind relațiile 1.8-1.16 obținem o relație de calcul pentru randamentul exergetic al instalației frigorifice reale care arată diferitele efecte ale pierderilor din compresor sub forma:

$$\frac{1}{\eta_{ex}} = \frac{1}{\lambda_3} \frac{1}{(\eta_{ex})_{ad}} + \frac{\Delta p}{\lambda q_v \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right)} \quad (1.17)$$

#### 1.1.4 Rezultate și concluzii

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.



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

Se poate constata că randamentul exergetic scade consistent de la 49% la 20% dacă temperatura de vaporizare crește de la  $-30^{\circ}\text{C}$  la  $+10^{\circ}\text{C}$ , la o temperatură de condensare de  $30^{\circ}\text{C}$ , și o scădere mai ușoară a că randamentului exergetic de la 49% la 40%, în cazul în care temperatura de condensare crește de la  $30^{\circ}\text{C}$  la  $40^{\circ}\text{C}$ .



Rezultatele cercetării acestui sub-capitol au fost diseminate în rapoartele de cercetare a 4 proiecte: CNSCU nr.1154/1996, CNCSU nr.256/1997, CNCSU nr.223/1998, CNCSIS nr.285/1999, dar și în lucrările a 2 conferințe indexate ISI:

1. 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://iifiir.org/en/fridoc/optimization-of-the-refrigeration-machinery-using-r152a-15054>
2. 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

## 1.2 Conversia energiei prin absorbție termo-chimică

### 1.2.1 Introducere

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".

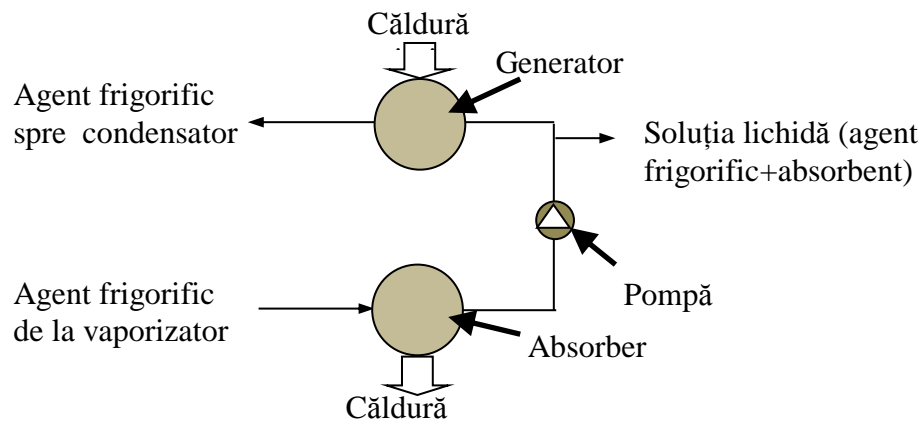


Figura 1.5. Compresorul termo-chimic

În procesul de răcire prin absorbție, comprimarea se realizează prin folosirea unui al doilea fluid de lucru care are capacitatea de a absorbi agentul frigorific principal, care circulă prin cele trei componente cheie ale sistemului de răcire, absorber, pompă de circulație, generator. La ieșirea din absorber, în scopul realizării procesului de absorbție, căldura trebuie evacuată în mediul ambiant. În urma acestui proces rezultă o soluție lichidă omogenă care este pompată în generatorul instalației. Procesul din generatorul instalației constă în separarea celor două fluide în stare lichidă prin aport de căldură din exterior pe baza diferenței de temperatură de fierbere dintre fluide. De obicei, un fluid este greu volatil, adică are o temperatură de schimbare de fază ridicată, sau mult mai mare decât fluidul ușor volatil.

Într-un sistem de răcire prin absorbție, lucrul mecanic de comprimare este mult mai mic decât cel din sistemele de răcire cu comprimare mecanică de vapori, deoarece fluidul de lucru comprimat termo-chimic este în stare de lichid și nu în stare de vapori. Pe de altă parte, în generator se introduce o cantitate mare de căldură la o temperatură ridicată (de regulă peste 100°C). Acest lucru conduce la scăderea valorii **coeficientului de**

**performanță** (COP) a unui sistem cu absorbție la valori subunitare, de regulă în jur de 0.7. COP-ul poate fi mărit prin folosirea unei călduri reziduale sau a energiei solare. În Fig.1.6 este prezentată schema de principiu unei instalații frigorifice cu absorbție cu simplu efect. Sistemele de răcire prin absorbție sunt des utilizate în echipamente de condiționare a aerului. Astfel, ele pot fi clasificate în funcție de mai multe criterii, de exemplu:

1. **după fluidul de lucru;** cele mai utilizate fluide în sistemele cu absorbție sunt cu soluție binară LiBr-H<sub>2</sub>O (la care apa este agentul de răcire iar bromura de litiu fluidul absorbant) și NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O (la care amoniacul este agentul de răcire iar apa fluidul absorbant). Soluția LiBr-H<sub>2</sub>O este folosită pentru temperaturi pozitive (deoarece apa, care este agentul frigorific, îngheață la 0°C la presiunea atmosferică) în timp ce soluția NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O poate fi folosită și la obținerea temperaturilor negative. Totuși, sistemele cu soluție hidro-amoniacală nu sunt foarte folosite deoarece au un coeficient de performanță scăzut (valoarea medie a COP este de 0.6), necesită suprafețe mari de transfer de căldură și au un cost inițial ridicat. Cercetările actuale sunt orientate în scopul descoperirii altor perechi de fluide de lucru care să lucreze în instalațiile de răcire prin absorbție.

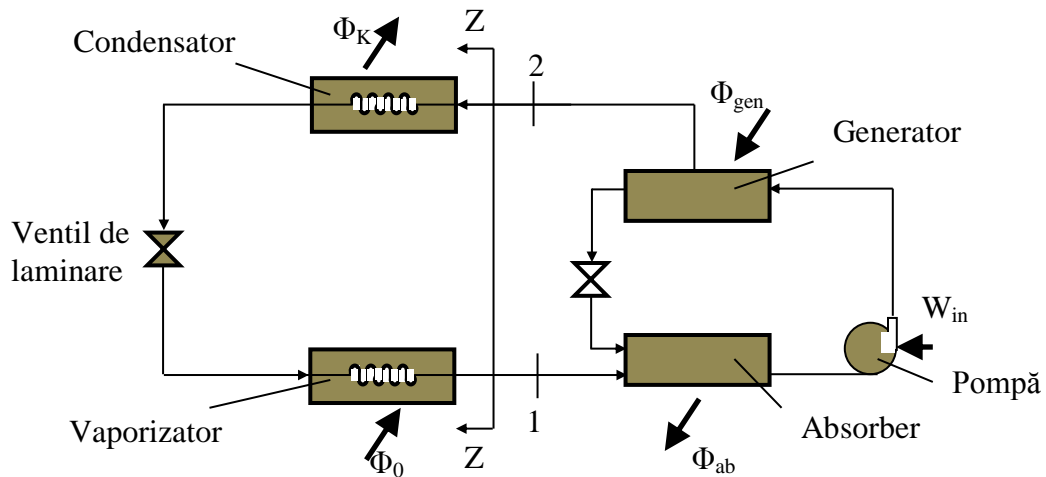


Figura 1.6. Schema de principiu a instalației frigorifice cu absorbție

2. **după numărul de efecte;** numărul de efecte descrie numărul de cicluri frigorifice conectate în cascadă. Un sistem de răcire prin absorbție cu simplu efect funcționează după un singur ciclu de răcire, în timp ce un sistem cu dublu efect folosește căldura degajată de absorberul din instalația de înaltă presiune în regeneratorul instalației de joasă presiune conectate între ele.

În Fig.1.7 este prezentată schema funcțională a unei instalații frigorifice cu absorbție cu simplu efect cu evidențierea poziției blocurilor funcționale. După cum se poate observa, vaporizatorul și absorberul formează un corp comun cu un separator între spațiile cu fază lichidă, deoarece funcționează la aceeași presiune.

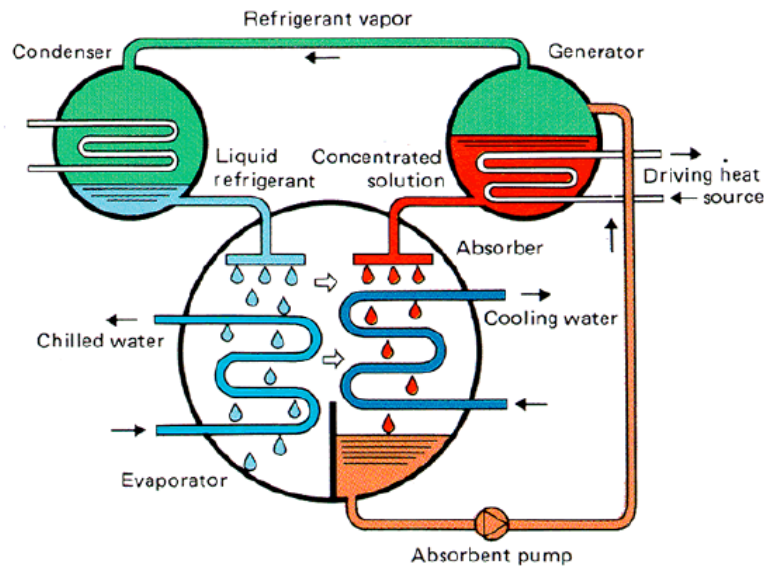


Figura 1.7. Schema funcțională a instalației frigorifice cu absorbție

### 1.2.2. Modelul matematic al unei instalații cu absorbție cu simplu efect

Un sistem de refrigerare prin absorbție constă dintr-un fluid de lucru care parcurge o serie de procese termodinamice. Refrigerantul și absorbantul circulă într-un sistem cu circuit închis care include amestecarea adiabatică și non-adiabatică, încălzirea și răcirea, pomparea și laminarea. Fiecare din aceste procese poate fi analizat prin bilanțul energetic, masic și de substanță. Descrierea proprietăților termodinamice ale fluidelor de lucru sunt esențiale pentru a se aplica la conservarea raporturilor dintre masă și energie.

Sistemele cu absorbție folosesc modelarea amestecurilor binare ca fluide de lucru omogene. McQuiston, s.a. [12] descriu un amestec omogen ca fiind un compus uniform care nu poate fi separat în constituenții săi prin mijloace pur mecanice.

Astfel, proprietățile termodinamice ale fluidului de lucru se vor modifica pe parcursul ciclului, pe măsură ce fluidul circulă prin părțile componente ale instalației cum ar fi: generatorul, separatorul, evaporatorul, ventilele de expansiune și schimbătoarele de căldură.

Spre deosebire de substanțele pure, starea termodinamică a amestecului nu poate fi determinată prin două proprietăți individuale. Pentru determinarea completă a stării termodinamice trebuie să se cunoască și concentrația din amestec ( $x$ ) împreună cu alte două proprietăți individuale. Concentrația masică a unui component în amestec este definită ca raportul dintre masa unui constituent și masa totală a amestecului.

O diagrama entalpie-concentrație ( $h-x$ ) este o reprezentare utilă a amestecurilor binare. Pentru fluidele de lucru cum ar fi amoniac/apă și apă/bromură de litiu, prezintă interes zonele de lichid și de vapori ale diagramei ( $h-x$ ).

Într-o diagramă entalpie-concentrație pentru un amestec binar, entalpia și concentrația sunt reprezentate grafic pe axa verticală, respectiv pe axa orizontală. Liniile de

temperatură constantă cât și liniile de condensare și fierbere pentru o gamă de presiuni constante sunt reprezentate grafic pentru a ajuta la determinarea proprietăților termodinamice în orice punct. McQuiston, Parker și Spitler [12] prezintă un studiu mai detaliat al amestecurilor binare folosite la refrigerarea prin absorbție.

Cunoscând entalpia și concentrația fluidului de lucru din diagrama (h-x), cât și cu ajutorul a numeroase programe de calculator, analiza proceselor termodinamice în ciclul de absorbție este posibilă.

Dacă se consideră schema din Fig.1.8 cu precizarea stărilor termodinamice, se poate realiza un model matematic al instalației, conform metodologiei elaborate de ASHRAE [30].

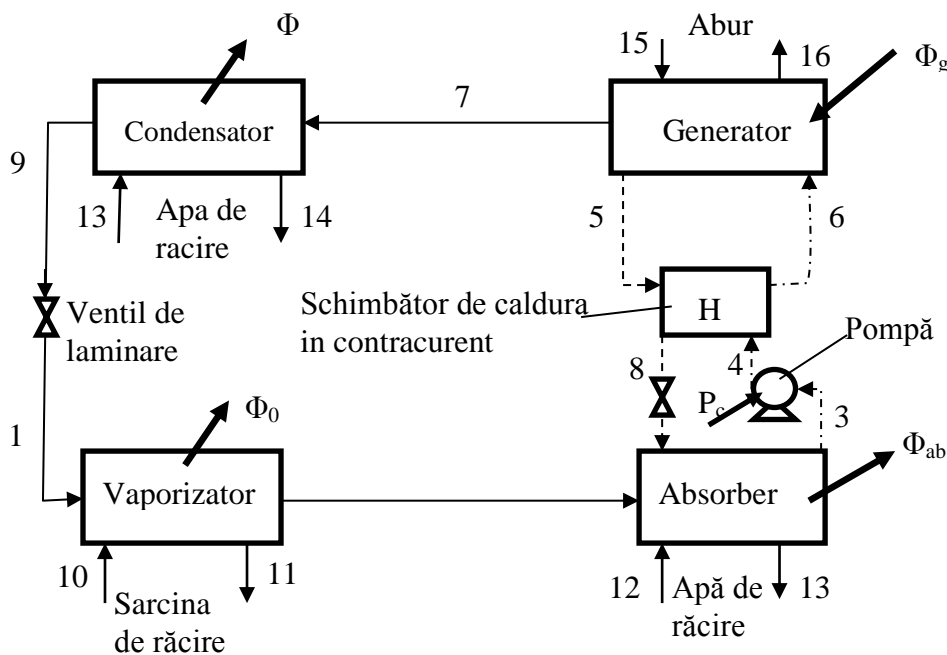


Figura 1.8. Schema instalației frigorifice cu absorbție

Pentru realiarea unui model matematic al instalației cu absorbție, se scriu ecuațiile de bilanț masic și energetic pe fiecare din componentele instalației:

- pentru ventilul de laminare, în care are loc un proces de expansiune (la entalpie constantă):

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{ref} \quad (\text{ecuația de bilanț masic, EBM}) \quad (1.18)$$

$$h_9 = h_1 = c_{pref} T_9 = c_{pref} T_1 \quad (\text{ecuația de bilanț energetic, EBE}) \quad (1.19)$$

- pentru vaporizator:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{ref} \quad (\text{EBM}) \quad (1.20)$$

$$\Phi_0 = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) = \dot{m}_{ref} (h_{2vref} - c_{pref} T_1) \quad (\text{EBE}) \quad (1.21)$$

- pentru absorber:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_8 = \dot{m}_3 \quad (\text{EBM}) \quad (1.22)$$

$$\Phi_{ab} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_8 h_8 + \Phi_{abs} - \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_{2vref} + \dot{m}_8 c_{p8} T_8 + \Phi_{abs} - \dot{m}_3 c_{p3} T_3 \quad (\text{EBE}) \quad (1.23)$$

- pentru pompă:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (\text{EBM}) \quad (1.24)$$

$$P_C = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) \quad (\text{EBE}) \quad (1.25)$$

- pentru schimbătorul de căldură:

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_4 = \dot{m}_8 + \dot{m}_6 \quad (\text{EBM}) \quad (1.26)$$

$$\dot{m}_5 c_{p5} T_5 + \dot{m}_4 c_{p4} T_4 = \dot{m}_8 c_{p8} T_8 + \dot{m}_6 c_{p6} T_6 \quad (\text{EBE}) \quad (1.27)$$

- pentru generator:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 + \dot{m}_7 \quad (\text{EBM}) \quad (1.28)$$

$$\Phi_g = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_5 c_{p5} T_5 + \dot{m}_7 h_{7ref} - \dot{m}_6 c_{p6} T_6 \quad (\text{EBE}) \quad (1.29)$$

- pentru condensator:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 \quad (\text{EBM}) \quad (1.30)$$

$$\Phi_k = \dot{m}_{ref} (h_7 - h_1) = \dot{m}_{ref} (h_{7ref} - c_{p1} T_1) \quad (\text{EBE}) \quad (1.31)$$

Coeficientul de performanță al ciclului cu absorbție este dat de relația:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_{ag}} \quad (1.32)$$

Eficiența energetică,  $\eta_{ex}$  este un criteriu important pentru evaluarea performanței sistemului frigorific cu absorbție. Eficiența exergetică se calculează astfel:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex(\Phi_e)}{Ex(\Phi_g)} = \frac{\Phi_e}{\Phi_g} \cdot \frac{T_{amb} - T_{om}}{T_{Fm} - T_{amb}} \cdot \frac{T_{om}}{T_{Fm}}, \quad (1.33)$$

unde:  $T_{om}$  este temperatura medie a soluției din evaporator:  $T_{om} = (T_{om,in} + T_{om,out})/2$ ;  $T_{Fm}$  este temperatura medie de fierbere a soluției din generatorul de vapori:  $T_{Fm} = (T_1 + T_6)/2$ .

## 1.2.2 Rezultate

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

- temperatura minimă de fierbere a soluției de amoniac-apă din evaporator  $t_{omin} = -3^\circ\text{C}$  ;
- 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  $t_f = t_6 = +70 \dots +150^\circ\text{C}$  ;

- temperatura de fierbere a soluției de amoniac-apă din evaporator  $t_0 = -3^\circ\text{C} \dots +6^\circ\text{C}$  ;

În calcule a fost utilizat un model termodinamic al amestecului binar  $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$  adaptat de autorul tezei de abilitare din [2-4], [6]. Avantajul utilizării acestui model este dat de acuratețea mare de evaluare a punctelor de stare, în comparație cu metoda comună, cu diagrama  $h-\xi$  [5],[7], în care precizia de citire a valorilor este relativă.

Calcululele au fost realizate folosind compilatorul din softul EES pentru o temperatură de condensare  $t_{\text{cond}} = +30^\circ\text{C}$ , 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.

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

- fluxul de căldură la generatorul de vapori sau fierbător,  $Q_{GV}$ ;
- eficiența exergetică,  $\eta_{ex}$ ;
- coeficientul de performanță, COP.

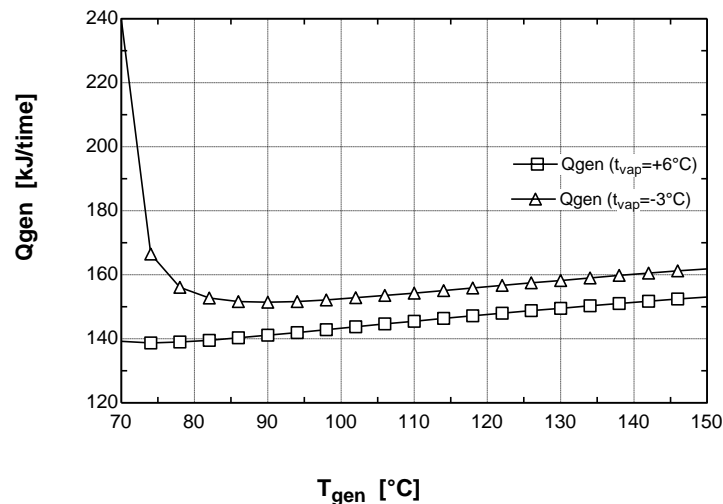


Figura 1.9. Fluxul de căldură de la vs. temperatura de fierbere și vaporizare

Conform Fig.1.9, fluxul de căldură de la generatorul de vapori,  $\Phi_g$ , scade când valoarea temperaturii vaporizatorului crește, și crește când temperatura de fierbere a crescut în intervalul de temperatură mai mare de  $90^\circ\text{C}$  pentru generator. Un rezultat interesant este faptul că, pentru valori ale temperaturii de fierbere între  $90^\circ\text{C}$  și  $105^\circ\text{C}$ , acest flux prezintă valori minime care sunt mai pronunțate pentru valori mici ale temperaturii evaporatorului, valori sub  $-1^\circ\text{C}$ .

Figurile 1.10 și 1.11 arată influența temperaturii evaporatorului și a temperaturii de fierbere (corespunzător nivelului de energie al sursei de căldură recuperată) asupra eficienței exergetice a ciclului frigorific. Se poate observa că atunci când temperatura de fierbere  $t_{gen}$  crește de la  $+70^\circ\text{C}$  la  $+150^\circ\text{C}$ , eficiența exergetică scade pentru temperatura evaporatorului  $t_{vap}=+6^\circ\text{C}$ , în ciuda variației temperaturii de fierbere, pentru o temperatură

impusă pentru vaporizator de  $t_{vap}=-3^{\circ}\text{C}$ , pentru care randamentul exergetic are un maxim la temperatura de  $t_{gen}=+78^{\circ}\text{C}$ .

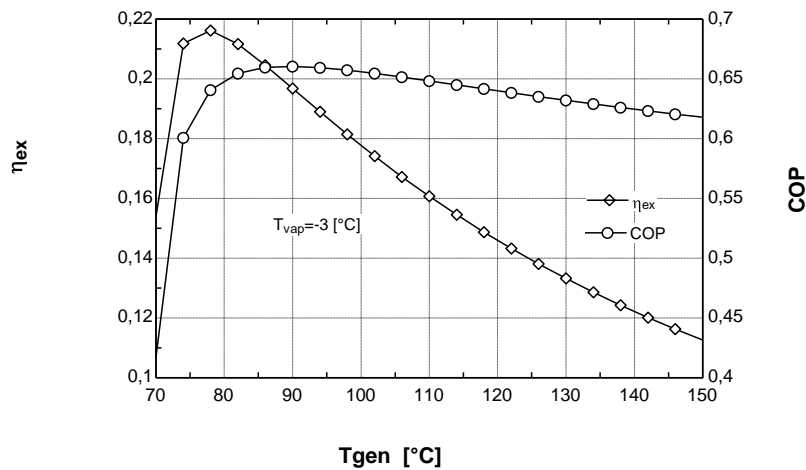


Figura 1.10. Randamentul exergetic,  $\eta_{ex}$ , și coeficientul de performanță, COP, în funcție de temperatura de fierbere la temperatura de vaporizare  $t_{vap}=-3^{\circ}\text{C}$

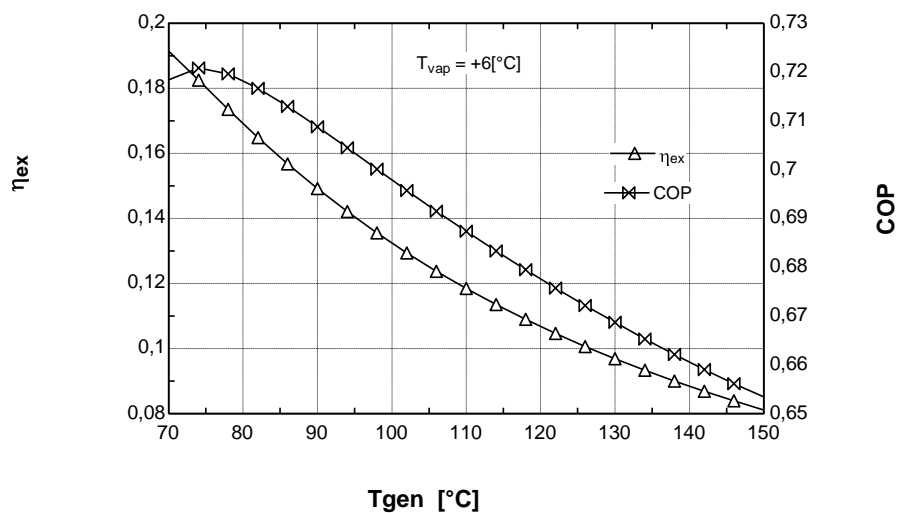


Figura 1.11. Randamentul exergetic,  $\eta_{ex}$ , și coeficientul de performanță, COP, în funcție de temperatura de fierbere la temperatura de vaporizare  $t_{vap}=+6^{\circ}\text{C}$

Coeficientul de performanță (COP) în funcție de temperatura de fierbere prezintă un maxim în jurul valorii de  $90^{\circ}\text{C}$  (Figura 1.11) pentru temperatura vaporizatorului  $t_{vap}=-3^{\circ}\text{C}$ , după care acesta scade uniform. Comportamentul este același pentru temperatura evaporatorului de  $+6^{\circ}\text{C}$ , COP cu o valoare maximă de 0.723, dar la o temperatură de fierbere mai mică care este de aproximativ  $+74^{\circ}\text{C}$ .

Această cercetare prezintă o adaptare a instalației frigorifice cu absorbție după modelul termodinamic al ciclului frigorific cu absorbție cu amestecul binar  $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$  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. În plus, a fost identificat un număr minim de „cerințe” pentru ciclul



frigorific pentru ca acesta să poată funcționa în limita parametrilor proiectați și cu valori acceptabile pentru coeficienții de performanță.

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

1. Popa V., Costiuc L., [Study of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle](https://iifiir.org/en/fridoc/study-of-cooling-production-with-a-combined-power-and-cooling-thermodynamic-cycle). 3<sup>th</sup> Conference on Ammonia Refrigeration Technology. Proceedings: Ohrid, North Macedonia, May 7-9, 2009, Paper no. 1546, <https://iifiir.org/en/fridoc/study-of-cooling-production-with-a-combined-power-and-cooling-26147>.
2. 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](http://www.revistatermotehnica.agir.ro/numar_revista.php?id=86)

### 1.3 Conversia energiei prin adsorbție termo-chimică

#### 1.3.1 Introducere

Racirea prin adsorbție este o tehnologie relativ nouă, nepoluantă și care poate utiliza surse de căldură de potențial termic scăzut. Un sistem de racire 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. Ciclul de funcționare a unui sistem de răcire prin adsorbție este format din patru transformări termodinamice, așa cum se prezintă în figura 1.12.

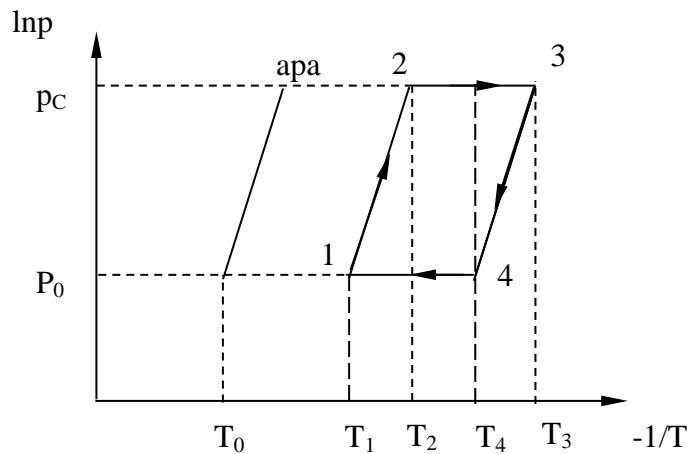


Figura 1.12. Prezentarea ciclului cu adsorbție în diagrama  $\ln p - 1/T$

Fazele de lucru ale ciclului sunt următoarele:

1. o comprimare prin încălzire 1-2, în timpul căreia adsorberul este izolat atât de condensator cât și de vaporizator. Presiunea în interiorul adsorberului crește până atinge valoarea presiunii de condensare prin preluarea de căldură de la o sursă externă.
2. o condensare izobară 2-3, în timpul căreia adsorberul este conectat la condensator, permițând agentului frigorific în stare de vapori să curgă din adsorber în condensator, unde condensează în timp ce procesul de încălzire continuă. Căldura de condensare este absorbită de către fluidul de răcire. Condensul rezultat este apoi laminat până la presiunea de vaporizare și introdus în vaporizator,

3. o scădere a presiunii însoțită de o răcire 3-4, în timpul acestui process adsorberul fiind izolat atât de condensator cât și de vaporizator. Adsorberul este răcit iar presiunea scade până la presiunea de adsorbție.
4. o adsorbție izobară, în timpul căreia adsorberul este conectat la vaporizator și izolat de condensator. Apa la presiunea scazută din vaporizator se evaporă prin preluare de căldură din spațiul care este răcit și, în același timp, vaporii formați sunt adsorbiți de statul de adsorbent reactivat care este conținut de adsorber.

Sistemul prezintă avantajul capacității termice ridicate ale unor material adsorbante, stocate în adsorber de a asimila o cantitate relative mare de vapori de agent frigorific la o temperatură și presiune scazută. Un prim pas în perfecționarea procedurii de răcire prin adsorbție a fost obținerea unei răciri continue prin utilizarea a două straturi de adsorbent.

Ciclul cu adsorbție cu răcire continuă este prezentat în figura 1.13. Pe lângă realizarea unui process continuu de răcire, sistemul oferă posibilitatea recuperării căldurii de la un strat de adsorbent la celalalt, ceea ce conduce la creșterea randamentului ciclului.

De asemenea, se poate utiliza un fluid pentru regenerarea căldurii, fluid care în acest caz are rolul de a transfera căldura de la stratul cald de adsorbent la cel rece. O componentă critică a acestei tehnologii de obținere a frigului o reprezintă perechea de substanțe de lucru.

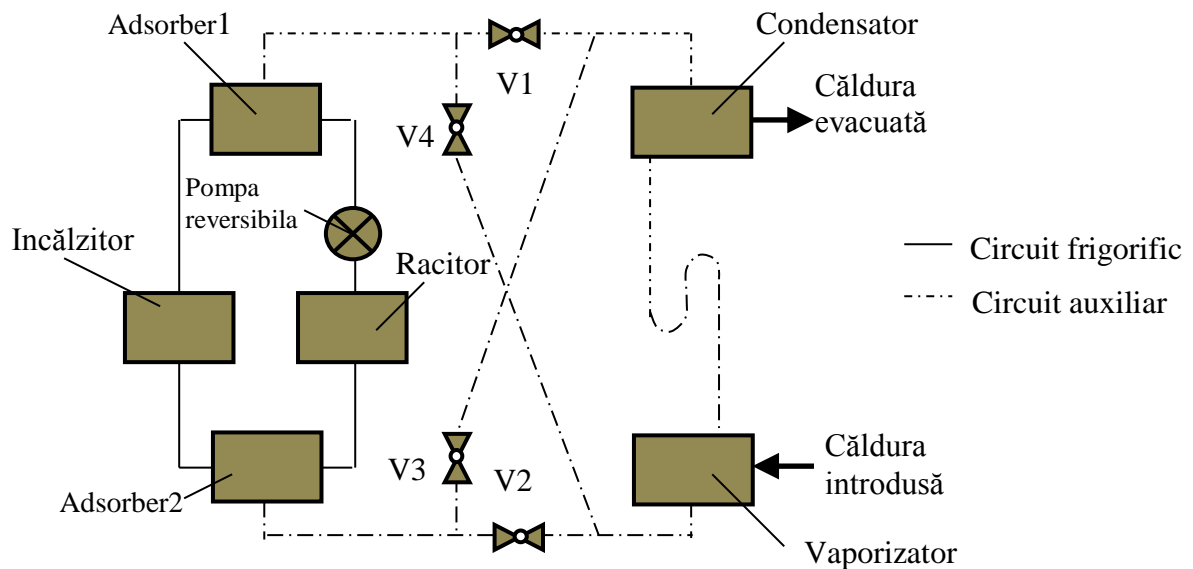


Figura 1.13. Schema sistemului frigorific cu adsorbție cu strat dublu de adsorbent

În tabelul 1.2 sunt prezentate caracteristicile principalelor perechi de substanțe adsorbent-adsorbant utilizate în sistemele de răcire cu adsorbție.

Pentru simulare și analiza numerică se descrie în continuare modelul matematic în regim dinamic pentru sistemul frigorific cu adsorbție cu Silicagel-H<sub>2</sub>O. Modelul este formulat pe

baza ecuațiilor de bilanț masic și de energie considerând și variabila temporală pentru adsorber, condensator și vaporizator și este prezentat în secțiunea 1.3.2.

**Tabel 1.2.** Caracteristicile perechilor de substanțe utilizate în sistemele de răcire cu adsorbție

Adsorbent	Adsorbant	Căldura de adsorbție, [kJ/kg]	Toxicitate	Nivel vacuum	Temperatura de activare [°C]	Surse de căldură	Aplicații
Silicagel	H <sub>2</sub> O	2,800	nu	ridicat	70-100	Energie solară, Căldură reziduală cu temperatură scăzută	Răcire spații, refrigerare
	CH <sub>3</sub> OH	1,000-1,500	da	ridicat			
Zeolit	H <sub>2</sub> O	3,300-4,000	nu	ridicat	>150	Căldură reziduală cu temperatura ridicată	Răcire spații, refrigerare
	NH <sub>3</sub>	4,000-6,000	da	scazut			
Carbon activ	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	1,200-1,400	nu	moderat	100	Energie solară, căldură reziduală cu temperatura scăzută	Obținere temperaturi negative, producere gheață
	CH <sub>3</sub> OH	1,800-2,000	da	ridicat	110		
CaCl <sub>2</sub>	NH <sub>3</sub>	1368	da	scazut	95	Energie solară, căldură reziduală cu temperatură scăzută	Obținere temperaturi negative, producere gheață
	CH <sub>3</sub> OH	N/A	da	scazut			

### 1.3.2 Modelul matematic al sistemului de răcire cu adsorbție

Modelul se bazează pe următoarele ipoteze simplificatoare:

- distribuțiile de temperatură și presiune în schimbătoarele de căldură sunt uniforme.
- agentul frigorific poate fi adsorbit uniform de către adsorbant.
- schimbătoarele de căldură se consideră bine izolate și nu există pierderi de căldură în mediul înconjurător.
- s-a luat în considerare un model dinamic cu parametri concentrați.

Astfel, ecuațiile de echilibru de masă și energie pentru patul de adsorbant, condensator și evaporator în regim dinamic sunt:

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

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

$$\left( M_s c_{ps} + M_s c_{prw} C_b^a + M_{bm} c_{pbm} \right) \frac{dT_b^a}{dt} = \dot{m}_{ca} c_{pw} (T_{ca,i} - T_{ca,0}) + (\Delta H_{ad} - c_{prw} T_b^a) M_s \frac{dC_b^a}{dt} \quad (1.36)$$

$$\left( M_s c_{ps} + M_s c_{prw} C_b^d + M_{bm} c_{pbm} \right) \frac{dT_b^d}{dt} = \dot{m}_{ca} c_{pw} (T_{ca,i} - T_{ca,0}) + (\Delta H_{ad} - c_{prw} T_b^d) M_s \frac{dC_b^d}{dt} \quad (1.37)$$

În ecuațiile de mai sus (1.34-1.37), semnificația mărimilor este:

$M_s$  - masa de adsorbent, kg;

$c_{ps}$  - căldura specifică pentru adsorbent, J/kgK;

$c_{prw}$  - căldura specifică pentru refrigerantul în stare lichidă, J/kgK;

$C_b^d$  - concentrația masică de apă în adsorbent în timpul procesului de desorbție, kg/kg;

$M_{b,m}$  - masa de metal în contact cu patul de adsorbție, kg;

$c_{pb,m}$  - căldura specifică a metalului în contact cu patul de adsorbție, J/kgK;

$\dot{m}_h$  - debitul masic de apă caldă, kg/s;

$c_{pw}$  - căldura specifică pentru apa caldă, J/kgK;

$T_h$  - temperatura apei calde, K;

$\Delta H_{ev}$  - căldura latentă a fluidului de răcire, J/kg;

$\Delta H_{ad}$  - căldura de adsorbție, J/kg.

Indicii superiori a și d reprezintă indicarea procesului de adsorbție, respectiv de desorbție.

Considerând că nu există procese de recuperare a căldurii în ciclu, un COP teoretic al ciclului de adsorbție poate fi definit ca fiind raportul dintre energia latentă de răcire a agentului frigorific și suma aportului de căldură din timpul proceselor de comutare și desorbție:

$$COP_{ads} = \frac{\Delta H_{ev}}{\dot{Q}_{ad} + \dot{Q}_{des}} \quad (1.38)$$

$C_{max}$  și  $C_{min}$  sunt conținutul maxim, respectiv minim de apă,

$T_h$  și  $T_{ca}$  reprezintă temperaturile sursei de căldură motrice a procesului, care este apa fierbinte către desorber și respectiv a lichidului de răcire, care este apa de răcire către adsorber.

$\alpha_b$  este raportul dintre capacitatea termică a părții metalice a schimbătorului de căldură și cea a adsorbantului, definit prin relația:

$$\alpha_b = \frac{M_h \epsilon_{pm}}{M_s c_{ps}} \quad (1.39)$$

### 1.3.3 Rezultatele simulării sistemului de răcire cu adsorbție în regim dinamic

În figurile următoare sunt prezentate rezultatele simulării pentru un sistem de răcire cu adsorbție de apă și silicagel. 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.

Fig. 1.14 prezintă variația temperaturilor la condensator/evaporator pentru perioadele de desorbție-condensare și adsorbție-evaporare. Se poate observa că curba de temperatură a condensatorului/evaporatorului ia forma unei protuberanțe în perioada de desorbție-condensare și anume temperatura de condensare crește mai întâi și apoi scade, și există o temperatură maximă de condensare.

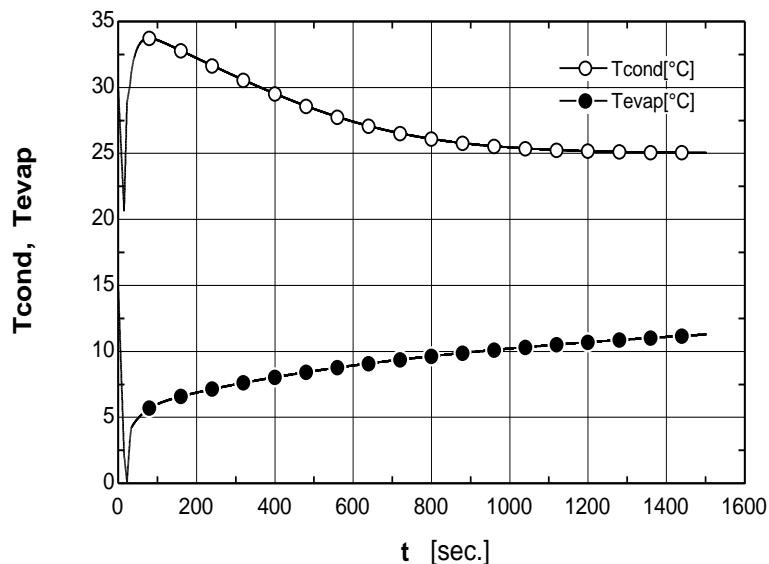


Figura 1.14. Temperatura de condensare și vaporizare în timpul funcționării

În stadiul inițial al procesului de condensare, adsorbatul este încălzit și desorbit eficient, vaporii de agent frigorific desorbiți se deplasează direct în condensator și sunt răciți și condensați. Căldura degajată determină creșterea temperaturii condensatorului. Cu toate acestea, odată cu progresul desorbției, vaporii de agent frigorific desorbiți devin din ce în ce mai puțini, și în mod corespunzător, căldura de condensare eliberată la condensator este din ce în ce mai mică.

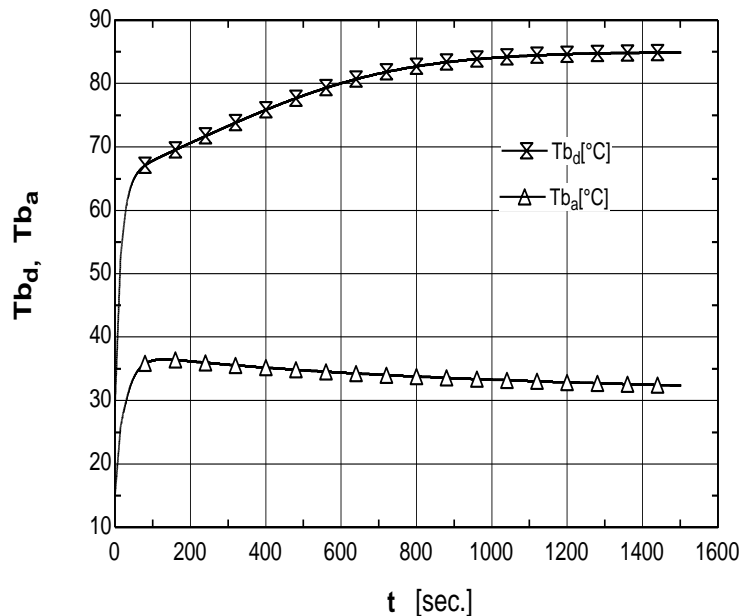


Figura 1.15. Variația temperaturii în timpul procesului de adsorbție și desorbție

În același timp, căldura este emisă continuu, de la condensator cu o temperatură mai ridicată, către aerul ambiant. Când căldura de condensare este egală cu căldura degajată în mediul ambiant, temperatura condensatorului crește la o valoare maximă. După aceea, odată cu scăderea căldurii de condensare, temperatura condensatorului revine treptat la temperatura mediului ambiant.

Se poate observa că în perioada de pornire cresc ambele temperaturi și, după o perioadă scurtă, temperatura de desorbție crește și temperatura de adsorbție scade foarte lent. Timpul de adsorbție afectează în mod evident performanța de răcire deoarece efectul de răcire se obține în timpul procesului de adsorbție. Efectul de răcire se diminuează treptat pe măsură ce procesul de adsorbție progresează deoarece conținutul de apă al adsorbantului se apropie de echilibru.

Dacă temperaturile paturilor de adsorbție sunt încă departe de limitele teoretice, atunci aceasta ar provoca o adsorbție și o desorbție ineficiente la începutul procesului de adsorbție. Dacă temperatura patului de adsorbție depășește limita teoretică, efectul de răcire ar fi diminuat de supra-răcire sau supra-încălzire.

Putem observa că conținutul de apă din patul de adsorbant crește în procesul de adsorbție, în timp ce scade în procesul de desorbție, ceea ce este normal în timpul funcționării.

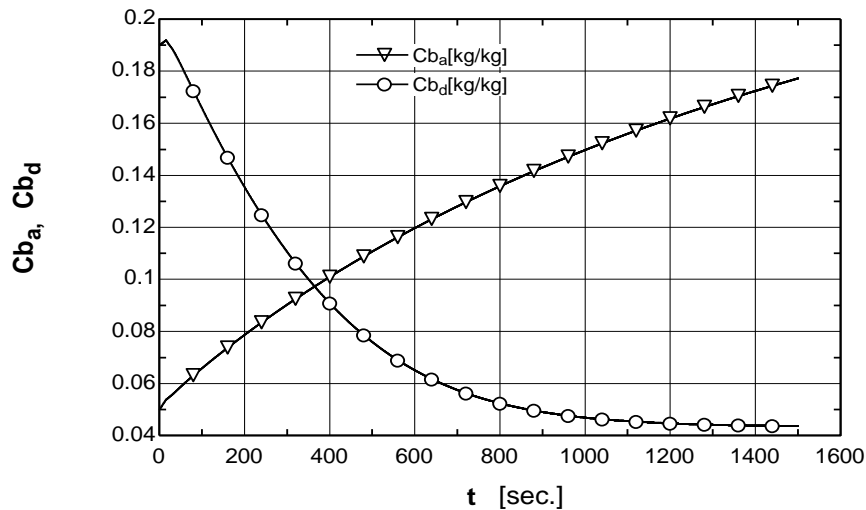


Figura 1.16. Concentrațiile de adsorbție și desorbție vs. timpul de comutare

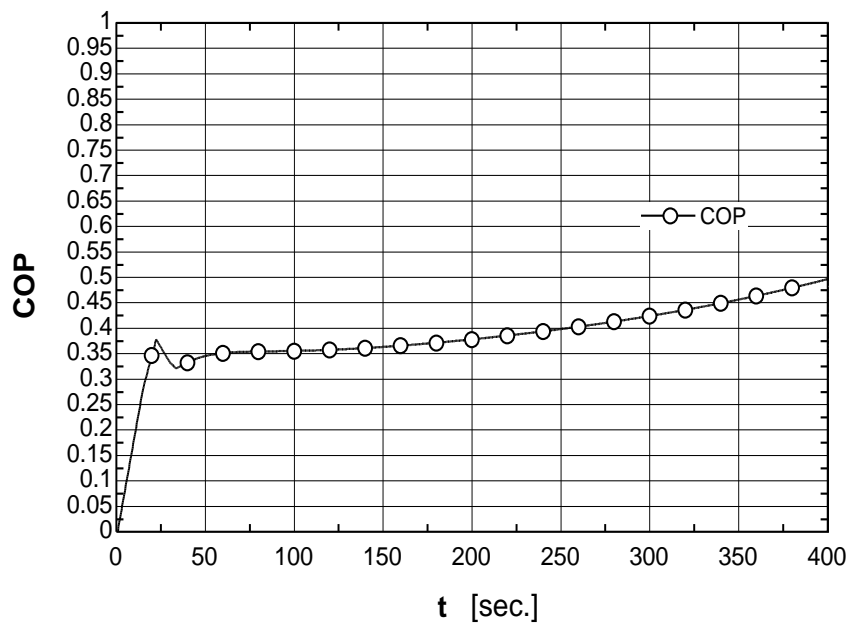


Figura 1.17. Coeficientul de performanță COP în funcție de timpul de comutare

Din figura 1.17 se poate constata că COP crește foarte rapid în timpul procesului de pornire după care devine ușor crescător până la timpul de comutare al adsorbției cu desorbția, la aprox. 380 secunde.

În figura 1.18, variația COP este prezentată ca o funcție a temperaturii sursei de căldură. Se poate observa că COP-ul ciclului cu adsorbție crește odată cu creșterea temperaturii sursei de cald.



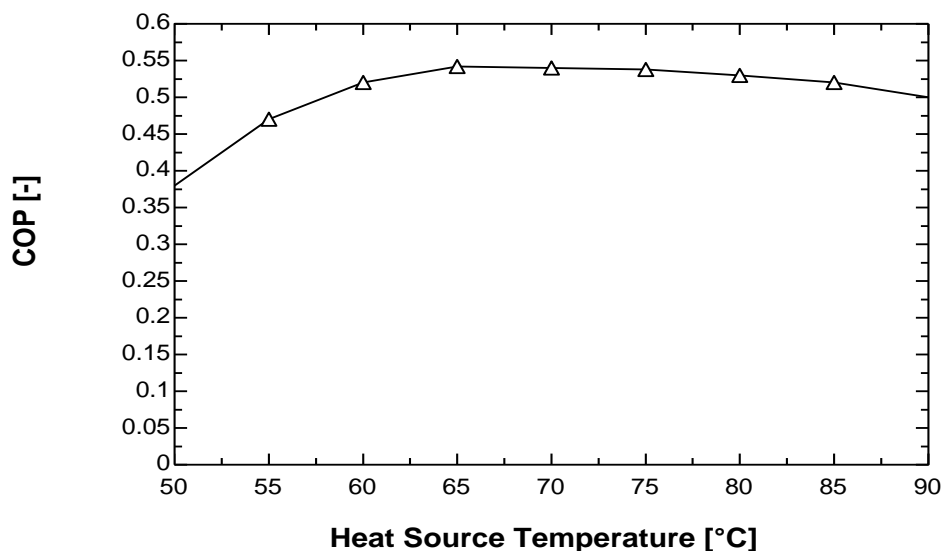


Figura 1.18. Coeficientul de performanță COP în funcție de temperatura sursei calde

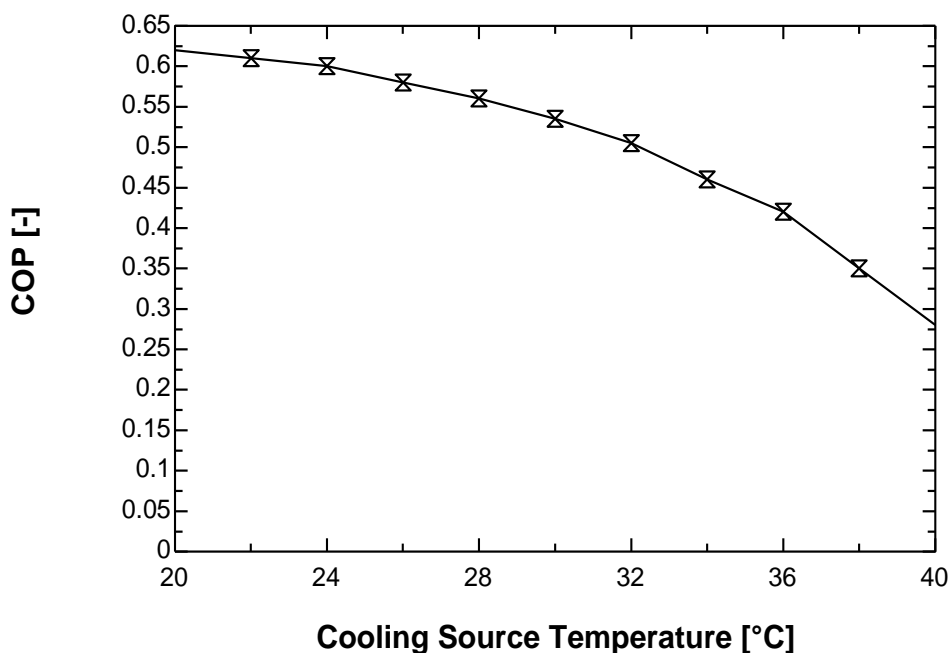


Figura 1.19. Coeficientul de performanță COP în funcție de temperatura sursei reci

În figura 1.19 este prezentat efectul temperaturii de intrare a apei de răcire asupra COP. Se poate observa că COP crește constant pe măsură ce temperatura apei de răcire scade de la +40°C la +20°C. Acest lucru se datorează faptului că o temperatură de adsorbție mai scăzută are ca rezultat o cantitate mai mare de agent frigorific adsorbit și desorbit în timpul fiecărui ciclu de funcționare.

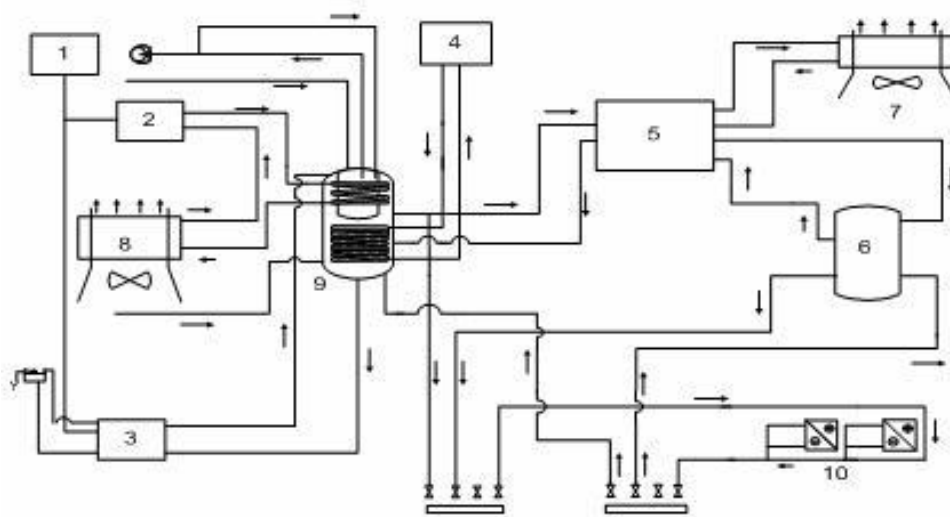
Ca și concluzii ale cercetării pentru ciclul cu adsorbție, simularea teoretică și datele experimentale cu care s-au comparat rezultatele indică faptul că profilele de temperatură ale condensatorului sau vaporizatorului în timpul perioadei de desorbție-condensare cresc

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.

#### 1.4 Analiza subsistemului de răcire cu adsorbție dintr-un sistem cu trigenerare folosind motor Stirling

În această secțiune se prezintă o analiză a subsistemului de răcire utilizat într-un sistem de trigenerare cu motor Stirling ca motor principal. Sunt prezentate avantajele și dezavantajele răcirii cu adsorbție, legate de sistemul de răcire cu adsorbție termo-chimică. Este prezentată și schema termică a sistemului cu trigenerare, cu producere de căldură și frig simultan. Datorită eficienței scăzute a motorului Stirling, se folosește și un subsistem de răcire activat termic. De asemenea, se prezintă o analiză termodinamică teoretică a sistemului de răcire prin adsorbție și influența condițiilor de funcționare asupra performanței răcirii prin adsorbție.

Trigenerarea poate fi considerată ca un caz special de aplicare a sistemelor de cogenerare în care o fracțiune din lucrul mecanic tehnic sau căldura reziduală este utilizată pentru funcționarea unui sistem de refrigerare. Deși teoriile și tehnologiile de bază pentru generarea de energie, schimbul de căldură și refrigerarea cu adsorbție nu sunt noi, combinarea acestora este o idee destul de nouă. Conceptul de trigenerare este utilizat începând cu mijlocul anilor 1990. Unele investigații efectuate au arătat un efect încurajator asupra creșterii eficienței energetice și reducerii emisiilor de gaze cu efect de seră [1, 3]. Rezultatele investigațiilor arată că trigenerarea prezintă avantaje față de producția unică de energie electrică, și cogenerările (combinat cu producția de căldură și energie) astfel: eficiența energetică totală este mai mare, emisiile de CO<sub>2</sub> și celelalte gaze reziduale sunt mai mici, metoda are mai multe opțiuni pentru ieșiri utile de energie, adică energie electrică, căldură și răcire consistentă sau refrigerare. Rezultatele arată că trigenerarea are atât merite economice, cât și de mediu.



**Figura 1.20.** Schematic drawing of the trigeneration system.

1. Pellet box; 2. Stirling engine; 3. Hot water boiler; 4. Solar pannels; 5. Adsorption chiller; 6. Cold water tank; 7. Air cooler; 8. Air cooler; 9. Thermal buffer; 10. Fancoils.

În figura 1.20 este prezentată o diagramă schematică a sistemului. Motorul Stirling și centrala termică sunt activate prin arderea peletilor. Pentru a asigura sarcina totală de încălzire a unei clădiri în perioada sezonului rece, sistemul conține o centrală termică care folosește și peletii ca și combustibil. Sistemul conține și colectoare solare deoarece în zona Galați energia solară are un potențial bun de conversie, iar izolarea este maximă atunci când sarcina de răcire a clădirii este maximă. Deoarece temperatura pe circuitul de răcire de pe returul motorului Stirling trebuie să fie mai mică de  $40^{\circ}\text{C}$  și apa din vasul tampon trebuie să aibă cel puțin  $65^{\circ}\text{C}$ , pentru o eficiență bună a modului de răcire cu adsorbant, se folosește un răcitor de aer suplimentar în circuitul de răcire al motorul Stirling (componenta 8 din Fig.1.20). În perioada sezonului cald sarcina de încălzire este necesară pentru a obține apă caldă menajeră și apa fierbinte, care reprezintă sursa de căldură pentru activarea sistemului de racire prin adsorbție. În perioada rece, sarcina de încălzire este necesară pentru obținerea apei calde menajere și pentru asigurarea necesarului de încălzire a clădirii pe care o deservește instalația. Structura sistemului de trigenerare conține un schimbător de căldură tampon cu două serpentine (componenta 9). Acest schimbător de căldură are un efect crucial asupra funcționării instalației cu trigenerare. Eficiența este radical îmbunătățită în timp ce ciclul de pornire/oprire este redus semnificativ.

Modulul de răcire este un răcitor cu adsorbție. Acesta este ecologic, deoarece folosește ca agent de lucru un agent frigorific natural. În plus, răcitorul cu adsorbție poate îmbunătăți eficiența sistemului energetic dacă folosește căldura reziduală sau orice formă de energie regenerabilă. Datorită atenției sporite acordate în ultimul timp privind epuizarea stratului de ozon și încălzirea globală, refrigerarea cu adsorbție a fost studiată intens în ultima perioadă. Perechile de adsorbant-adsorbat folosite pentru realizarea aerului condiționat

sunt: zeolit-apă, cărbune activ-amoniac și silicagel-apă. Perechea silicagel-apă este o pereche potrivită și utilă pentru majoritatea aplicațiilor cu temperaturi sub 100°C. În analiză s-a folosit un chiller cu adsorbție produs de firma Sortech, având o capacitate de răcire de 15 kW.

Ciclul de funcționare de bază al unui sistem de răcire prin adsorbție constă din patru transformări termodinamice principale. Un astfel de ciclu termodinamic izoster al unei perechi adsorbant-adsorbat este prezentat în figura 1.21 [5]. O transformare izosteră pentru perechea adsorbant-adsorbat indică modificarea nivelului de presiune a adsorbatului în raport cu temperatura. Acest proces termodinamic este o presurizare la volum constant.

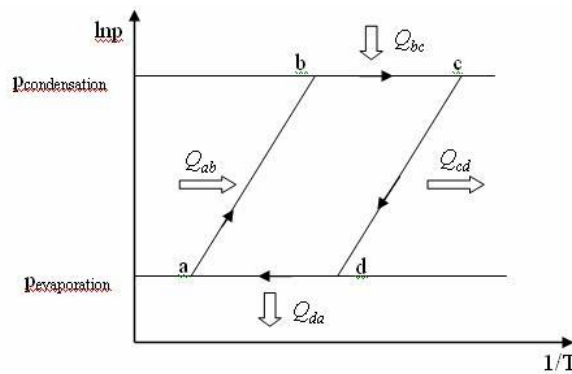


Figure1.21. Ciclul termodinamic pentru sistemul de răcire cu adsorbție

Principalele transformări ale ciclului sunt:

- **încălzirea izosteră a-b**, proces în care adsorbantul este izolat atât de vaporizator, cât și de condensator. Acesta este un proces de presurizare la volum constant. Astfel, presiunea din interiorul adsorbantului crește până la atingerea presiunii de condensare prin preluarea căldurii de la o sursă externă. Temperatura stratului de adsorbant crește de la  $T_a$  (care este temperatura lichidului de răcire) la  $T_b$  (care este temperatura de condensare). Ecuația care descrie bilanțul de energie pentru această transformare este:

$$Q_{ab} = \int_{T_a}^{T_b} (m_s c_{ps} + m_s c_{prw} C_b^d + m_{b,m} c_{pb,m}) dt \quad (1)$$

- **desorbția izobară b-c**, în timpul căreia adsorbantul este conectat la condensator, permițând vaporilor de agent frigorific să circule de la adsorber la condensator, unde se condensează în timp ce continuă procesul de încălzire. Acest proces de desorbție-condensare are loc la presiune constantă și căldura de condensare este absorbită de fluidul de răcire. Căldura transferată de la sursa caldă crește parțial temperatura perechii adsorbat-adsorbant, provocând un proces parțial de desorbție.

$$Q_{bc} = \int_{T_b}^{T_c} (m_s c_{ps} + m_s c_{prw} C_b^d + m_{b,m} c_{pb,m}) dt + \int_b^c m \Delta H_d dx \quad (2)$$

-răcirea izosteră c-d, în timpul căreia adsorbantul este izolat atât de evaporator cât și de condensator. Acesta este un proces de depresurizare la volum constant. Presiunea din interiorul adsorbantului scade până la atingerea presiunii de vaporizare. Temperatura stratului de adsorbant scade de la  $T_c$  (care este temperatura maximă a ciclului) la  $T_d$ , cum se poate observa în diagrama din figura 1.21. Cantitatea de căldură care trebuie evacuată din stratul de adsorbant se obține din ecuația:

$$Q_{cd} = \int_{T_c}^{T_d} (m_s c_{ps} + m_s c_{prw} C_b^a + m_{b,m} c_{pb,m}) dt \quad (3)$$

- adsorbția izobară d-a, proces în timpul căruia adsorbantul este conectat la vaporizator și este izolat de condensator. Acesta este un proces de adsorbție-vaporizare la presiune constantă. În timpul procesului de adsorbție, fluxul de căldură este eliberat datorită căldurii de adsorbție. Această căldură generată este îndepărtată din stratul de adsorbant și ca urmare temperatura  $T_a$  va scădea spre valoarea temperaturii lichidului de răcire:

$$Q_{da} = \int_{T_d}^{T_a} (m_s c_{ps} + m_s c_{prw} C_b^a + m_{b,m} c_{pb,m}) dt + \int_d^a m \Delta H_a dx \quad (4)$$

Căldura de vaporizare care provoacă efectul de răcire se obține din relația:

$$Q_{evaporation} = Q_e = m(C_b^a - C_b^d) \Delta H_v + \int_{T_{cond}}^{T_{evap}} m(C_b^a - C_b^d) c_{p,w} dT \quad (5)$$

Căldura de condensare se obține din relația:

$$Q_{condensation} = Q_c = m(C_b^a - C_b^d) \cdot \Delta H_v \quad (6)$$

Efectul de răcire care are loc în timpul procesului de adsorbție izobară d-a, când agentul frigorific (apa răcită) este vaporizat din patul de silicagel. Sistemul are avantajul că materialul adsorbant aflat în adsorber este capabil să absoarbă o cantitate relativ mare de vapori de agent frigorific la o temperatură și presiune scăzută.

Căldura de încălzire consumată de răcitorul cu adsorbție  $Q_h$  se calculează cu relația:

$$Q_h = \frac{\int_0^{\tau_{cycle}} \dot{m}_{hw} \cdot (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt}{\tau_{cycle}} \quad (7)$$

unde  $\tau_{cycle}$  este perioada de funcționare a ciclului frigorific pentru instalație.

Capacitatea frigorifică a răcitorului cu adsorbție,  $Q_c$ , este dată de relația:

$$Q_c = \frac{\int_0^{\tau_{cycle}} \dot{m}_{chw} \cdot (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{\tau_{cycle}} \quad (8)$$

Capacitatea specifică de răcire, SCC, este definită ca fiind capacitatea de răcire pe unitatea de masă a adsorbantului:

$$SCC = \frac{Q_c}{m_s \cdot N} \quad (9)$$

unde  $m_s$  este masa de silicagel și  $N$  este numărul de straturi de adsorbant.

Coeficientul de performanță, COP, al ciclului de răcire este:

$$COP_{ref} = \frac{Q_e}{Q_{ab} + Q_{bc}} = \frac{Q_c}{Q_h} \quad (10)$$

Ca o consecință capacitatea de răcire SCC și COP pot fi modificate prin reglarea temperaturii sursei de căldură. În ecuațiile de mai sus, semnificația termenilor este:

$m_s$  - masa de adsorbant, kg;

$c_{ps}$  - căldura specifică a adsorbant, J/kgK;

$c_{prw}$  - căldura specifică a lichidului frigorific, J/kgK;

$C_b^d$  - conținutul de apă din stratul de adsorbție în timpul procesului de desorbție, kg/kg;

$C_b^a$  - conținutul de apă din stratul de adsorbție în timpul procesului de adsorbție, kg/kg;

$\dot{m}_h$  - debitul masic de apă caldă, kg/s;

$c_{pw}$  - căldura specifică a apei calde, J/kgK;

$T_h$  - temperatura apei calde, K;

$\Delta H_{ev}$  - căldura latentă a fluidului de răcire, J/kg;

$\Delta H_{ad}$  - căldura de adsorbție, J/kg.

Pentru a evalua performanțele chiller-ului cu adsorbție, am luat în considerare caracteristicile unui chiller fabricat de compania germană Sortech, cu o capacitate nominală de răcire de 15 kW.

Pentru analiză, principalele variabile care au o importanță majoră în caracteristicile de performanță ale răcitorului cu adsorbție s-au considerat: debitul masic al fluidului de lucru,

temperatura apei calde care activează răcitorul cu adsorbție și timpul ciclului de adsorbție. Când debitul masic al agentului frigorific este modificat, se modifică și NTU (numărul de unitați de transfer) al patului de adsorbant, astfel încât valoarea coeficientului global de transfer, UA, al patului de adsorbant este menținut constant. În figura 1.22 este prezentat timpul optim pentru jumătate de ciclu de adsorbție în funcție de variația debitului masic. Timpul optim de comutare adsorbție-desorbție este de aproximativ 10% din ciclul de funcționare pentru o soluție optimă. Când debitul de masă crește, ciclul optim de funcționare va scădea, deoarece un debit mai mare produce o capacitate de răcire mai mare pentru adsorbție. Dacă temperatura apei calde crește, capacitatea de răcire va crește și ea.

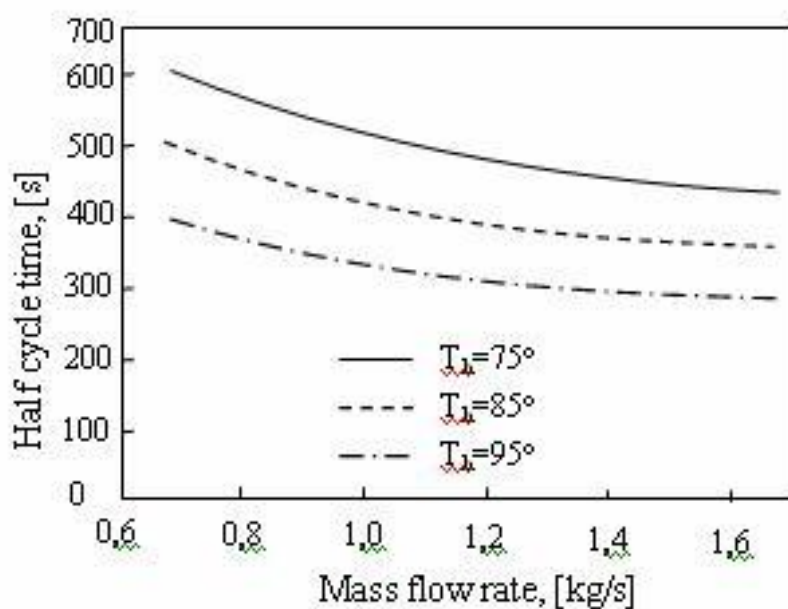


Figure 1.22. Influența debitului masic de apă caldă asupra ciclului de funcționare

În figura 1.23 se prezintă variațiile SCC și COP în funcție de debitul de apă caldă și la diferite valori ale temperaturii acesteia. Putem observa că SCC crește atunci când debitul masic și temperatura apei calde vor crește, din cauza capacității de răcire crescute a răcitorului cu adsorbție. În același timp, COP scade, din cauza timpului de funcționare pe ciclu mai scurt și la un debit de apă mai mare [7].

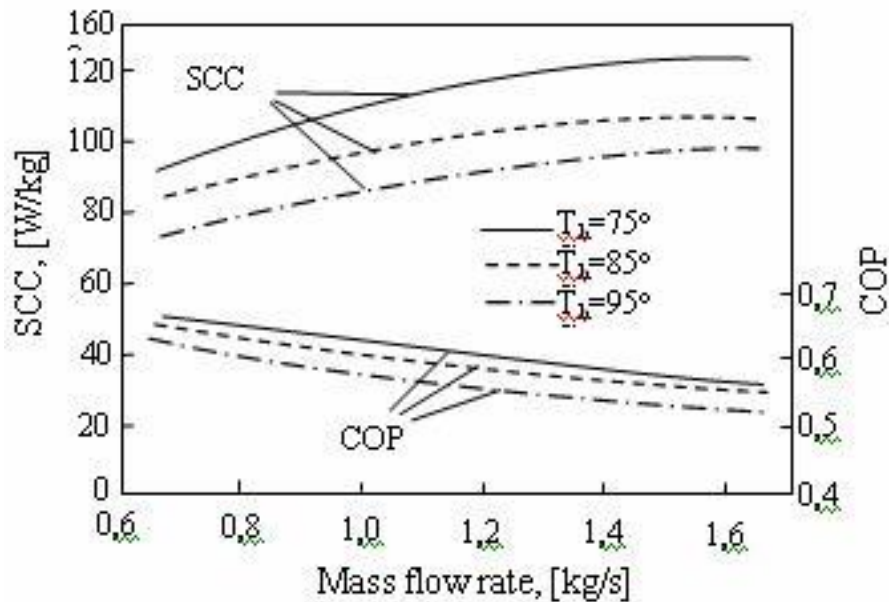


Figure 1.23. Influența debitului masic de apă caldă și temperaturii asupra SCC și COP

In Fig.1.24, Fig.1.25 și Fig.1.26 sunt prezentate diagramele caracteristice pentru chiller-ul cu adsorbție cu capacitate de răcire de 15 kW, când apa rece este circulată printr-un ventilator-convect, pentru trei valori ale temperaturii de activare. Temperaturile de intrare/ieșire a apei reci considerate sunt: 10°C și 15°C. Aceste diagrame sunt prezentate pentru a ajuta la estimarea performanței sistemului de răcire cu adsorbție, pentru diferite condiții de funcționare (temperatura de răcire, temperatura de activare) [1].

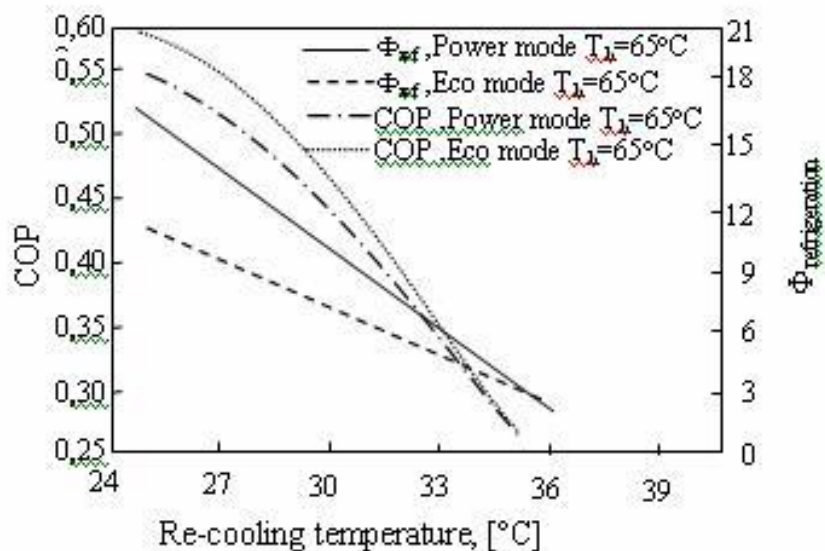


Figure 1.24. Diagrama caracteristică 1 pentru sistemul de răcire cu adsorbție



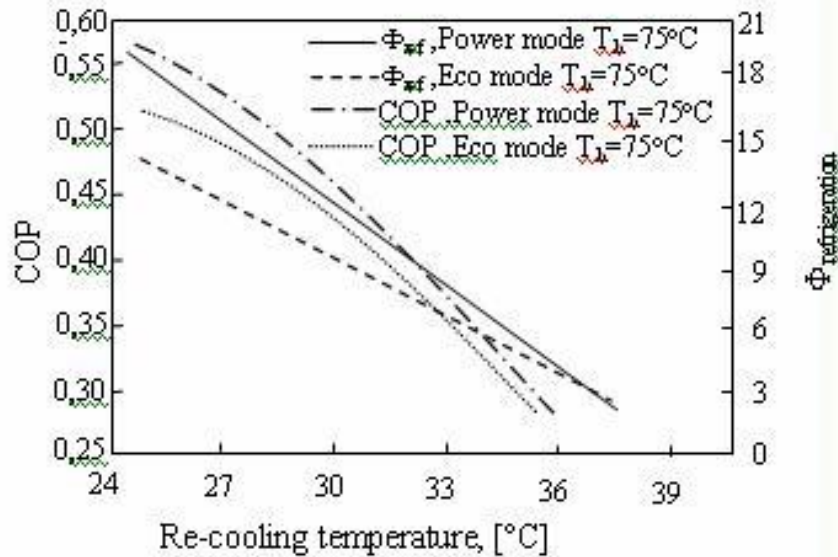


Figure 1.25. Diagrama caracteristică 2 pentru sistemul de răcire cu adsorbție

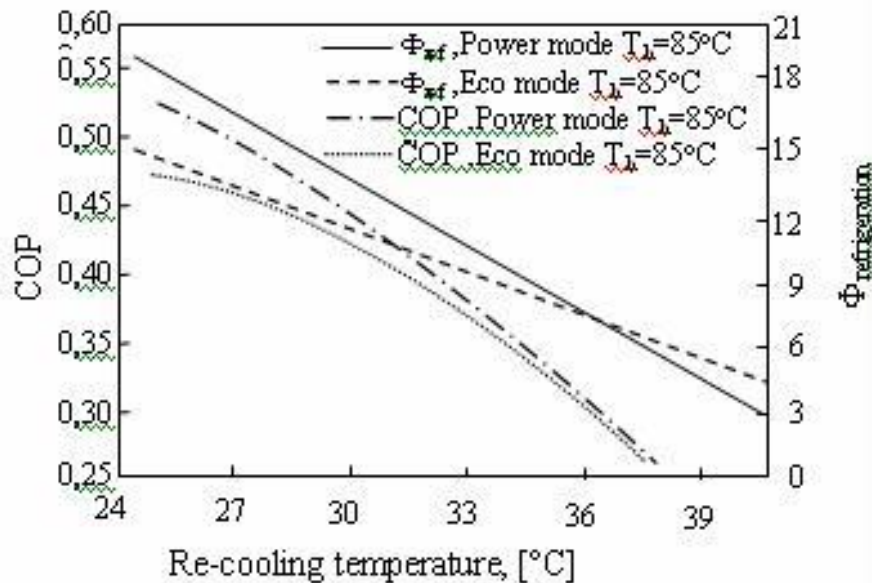


Figure 1.26. Diagrama caracteristică 3 pentru sistemul de răcire cu adsorbție

Curbele modului de putere descriu curbele de funcționare al puterii maxime de răcire / sarcină de răcire maximă la un COP corespunzător scăzut. Acest COP este de obicei baza de calcul pentru dimensionarea instalației sau regimului de lucru. Curba modului ECO ilustrează regimul de funcționare la putere de răcire redusă sau sarcină parțială de răcire la un COP crescut semnificativ. Aceasta curbă este performanța utilizată pentru inspecțiile energetice anuale sau de sarcină parțială ale instalației.

### 1.5 Concluzii privind conversia energiei pentru producerea frigului industrial

Ca o concluzie, s-a prezentat subsistemul de răcire cu adsorbție care face parte dintr-un sistem de trigenerare cu motor Stirling ca motor principal. Astfel, sistemele de răcire prin adsorbție sunt o alternativă serioasă pentru sistemele cu comprimare mecanică de vapori,

deoarece nu conțin materiale periculoase pentru mediu. Unul dintre avantajele sistemelor de răcire prin adsorbție este funcționarea cu sursă de căldură de potenția termic redus, în special căldura reziduală, care de obicei este greu de recuperat. Pe de altă parte, răcitorul cu adsorbție poate fi alimentat cu apă caldă rezultată din energie solară.

Pentru un efect de răcire continuu, un sistem cu adsorbție trebuie să aibă minim două paturi de adsorbție, care funcționează alternativ: un pat este în proces de adsorbție, în timp ce al doilea pat este în proces de desorbție. Timpul de comutare în acest caz este foarte important pentru a obține performanțe bune pentru sistemul de răcire cu adsorbție. Timpul optim la jumătate de ciclu este astfel redus de debitul masic mai mare și de temperatura mai mare a apei calde datorită capacității de răcire crescute. Trebuie remarcat faptul că: cu cât COP este mai mic, cu atât este necesar un mai mare aport de căldură, și mai multă căldură trebuie eliminată de către turnul de răcire. În celălalt sens, pentru a obține o valoare COP mai ridicată este avantajoasă în sensul reducerii aportului de căldură pentru răcitorul de lichid cu adsorbție în timpul ciclului de răcire repetată (re-cooling).

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:

1. 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
2. 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,
3. Popa V., Costiuc L., Cuzic M., Theoretical study and performance analysis of an adsorption chiller. 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.

Ratele de reciclare a deșeurilor de plastic din construcții și demolări în UE în 2008 au fost sub 20% în Spania, Irlanda și Italia, până la peste 80% în Germania și Suedia. Raportul referitor la deșeurile de plastic din industria auto [6] indică faptul că 1.247 Mtone au fost generate în Norvegia și Elveția în 2008. Dintre acestea 79,8% au fost eliminate și doar 20,1% au fost recuperate. Reciclarea mecanică înseamnă 8,5%, iar reciclarea materiei prime 11,1%. Astfel, Belgia, Danemarca și Elveția au atins rate de reciclare de 80%, în timp ce majoritatea statelor membre nu ajung la 20% [6].

Tot în 2008, din totalul deșeurilor menajere de ambalaje din plastic, aproximativ 25% au fost reciclate mecanic. Raportul estimează o rată de recuperare de 55,5%. Este posibilă îmbunătățirea acestui procent crescând colectarea selectivă. Doar Germania procesează unele deșeuri cu reciclare mecanică (45,6%) și reciclare a materiei prime (3,85%) [6].

Din 1999, România a adoptat Waste Management Evidence și Catalogul European al Deșeurilor, iar la sfârșitul anului 2005 a fost adoptată Regula 1281 (1281/16.12.2005) a Ministerului Mediului și Gospodăririi Apelor privind culorile containerelor de deșeuri.

Ca exemplu, un cetățean român generează în jur de 5 kilograme de deseuri menajere pe săptămână, din care jumătate din ele sunt biodegradabile, jumătate de kilogram este sticlă și altă jumătate de kilogram este hârtie și carton. Restul este împărțit între alte tipuri de deșeuri: 250 de grame de textile și 200 de grame de polimeri. Planul Național de Management al Deșeurilor anticipează că, până în 2013, deșeurile vor crește cu 0,8% pe an [1].

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.

S-au folosit analizele gravimetrice, de imagine, spectrometrie FTIR și determinări calorimetrice pentru a caracteriza din punct de vedere compozițional și termic contaminanții din deșeuri poliolefinice. Deșeurile menajere ar putea fi mai bine separate datorită utilizării în industria alimentară, cosmetică, ambalaje de detergenți, conținând polimeri aproape puri. Industria auto și activitățile de construcții folosesc materiale mai complexe, în special compozite. În materialele compozite stratificate, densitatea este puternic influențată atât de materiale de umplură, cât și de structură, ceea ce este un dezavantaj pentru analiza FTIR se oferă informații doar despre polimerul de la suprafață.

În analizele efectuate colectivul din proiect a stabilit că polipropilena (PP) și polietilena (PE) sunt prezente atât în fracția mai ușoară, cât și în fracția mai grea din toate deșeurile separate: 16,5% în fracția mai grea de MSW, 59% în fracțiunea mai ușoară și 80% în fracția mai grea de B&CW și 9% în fracția mai ușoară și 39% în fracțiunea mai grea de ASR. Acest aspect este confirmat și de analiza calorimetrică. În general, polimerii cu densitate mai mare se caracterizează prin putere calorică mai mică. Odată ce PE și PP sunt prezente atât în fracțiunile mai ușoare, cât și în cele mai grele ale deșeurilor sub formă de compozite, puterea calorică a acestor fracții va fi mai mare, datorită puterii calorifice poliolefinice mai mari. 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.

### 2.1.1 Analiza gravimetrică a compoziției din deșeurilor urbane din sursa MSW, Brașov, România.

Deșeurile polimerice selectate de Urban S.A. din Brașov, România (Figura 2.1) constituie sursa de deșeuri „botezată” MSW. Aceste deșeuri au fost spălate, tocate (Figura 2.2) și pregătite pentru procesul de separare. Cinci mostre de deșeuri poliolefinice provenite din MSW au fost separate în 13 fracții, având densități diferite, după cum se poate observa în Tabelul 2.1.



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



Figura 2.2. Deșeurile polimerice tocate pregătite pentru procesul de separare



Tabelul 2.1. Frațiile de densitate obținute după procesul de separare [6]

MSW Brasov		S1		S2		S3		S4		S5	
density fraction	percent	density fraction	percent	density fraction	percent	density fraction	percent	density fraction	percent	density fraction	percent
<0.788	0.026	<0.788	0.026	<0.788	0.018	<0.788	0.027	<0.788	0.014		
0.788-0.884	2.045	0.788-0.884	0.459	0.788-0.884	0.397	0.788-0.884	0.492	0.788-0.884	0.579		
0.8848-0.908	9.293	0.8848-0.908	5.379	0.8848-0.908	4.289	0.8848-0.908	4.435	0.8848-0.908	5.786		
0.908-0.923	6.759	0.908-0.923	7.825	0.908-0.923	6.303	0.908-0.923	10.330	0.908-0.923	9.567		
0.923-0.935	6.106	0.923-0.935	4.766	0.923-0.935	6.242	0.923-0.935	5.974	0.923-0.935	5.112		
0.935-0.964	56.914	0.935-0.964	56.222	0.935-0.964	63.598	0.935-0.964	59.117	0.935-0.964	59.972		
0.964-0.997	1.741	0.964-0.997	3.652	0.964-0.997	2.171	0.964-0.997	3.082	0.964-0.997	1.950		
0.997-1.005	0.276	0.997-1.005	0.806	0.997-1.005	1.944	0.997-1.005	0.535	0.997-1.005	0.751		
1.005-1.102	5.977	1.005-1.102	7.027	1.005-1.102	3.831	1.005-1.102	3.479	1.005-1.102	4.769		
1.102-1.146	1.164	1.102-1.146	1.449	1.102-1.146	1.644	1.102-1.146	1.346	1.102-1.146	0.876		
1.146-1.197	2.525	1.146-1.197	3.124	1.146-1.197	2.211	1.146-1.197	2.681	1.146-1.197	2.651		
1.197-1.27	0.333	1.197-1.27	0.181	1.197-1.27	0.244	1.197-1.27	0.561	1.197-1.27	0.064		
> 1.27	6.841	> 1.27	9.085	> 1.27	7.108	> 1.27	7.941	> 1.27	7.908		

Tabelul 2.2. Compoziția fracțiilor de polimeri pentru MSW, Brașov, România [6]

Fraction Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Density fraction (g/cm <sup>3</sup> )	<0.788	0.788-0.884	0.884-0.908	0.908-0.923	0.923-0.935	0.935-0.964	0.964-0.997	0.997-1.005	1.005-1.102	1.102-1.146	1.146-1.197	1.197-1.27	> 1.27
%	0.022	0.795	5.836	8.157	5.640	59.165	2.519	0.862	5.017	1.296	2.638	0.276	7.777
%	0.817		78.795				20.385						

Zonele albastre corespund fracțiunilor mai ușoare de contaminanți și, respectiv, mai grele ale poliolefinelor, care sunt codificate ca și culoare portocalie. Frațiile polimerice extrase au fost cântărite și s-au calculat compozițiile procentuale gravimetrice, cum se poate observa în tabelul 2.1. Din figura 2.1 se poate observa că există mici diferențe între cele cinci probe separate, datorită eterogenității deșeurilor. Pentru a avea o vedere generală asupra fracției polimerice provenite din MSW, s-a calculat o medie pentru repartizarea procentuală a fracțiilor, așa cum se poate observa în Tabelul 2.2. Aproximativ 21% din masa totală a deșeurilor sunt contaminanți conținând poliolefine, doar 0,82% sunt polimeri mai ușori, dar fracțiunea mai grea de contaminanți este dominantă.

Pentru a obține informații suplimentare cu privire la natura chimică a contaminanților, spectroscopia în infraroșu a fost selectată ca metodă adecvată de analiză. Totuși, alegerea probelor este destul de dificilă, odată ce fracțiile sunt neomogene, diferite ca și culori, nuanțe de culori sau transparență. Pentru a fi mai aproape de realitate, s-au realizat fotografii ale fiecărei fracțiuni de densitate și s-a aplicat analiza de imagine a tuturor

fotografiilor astfel obținute. În acest fel, s-a putut calcula procentul fiecărei culori din fiecare fracție. Ulterior, a fost folosită analiza prin spectroscopie în infraroșu, pentru mostre din fiecare culoare prezentă în fiecare fracție. Prin identificarea fiecărui polimer colorat, din fiecare fracție de densitate, s-a putut calcula procentul fiecărui tip de polimer dintr-o fracție.

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.

Pentru sursele de probe de la ASR și B&CW s-au primit doar cele cu fracția ușoară (după separarea prin flotarea în apă), astfel încât testele au fost efectuate doar pentru fracția cu  $\rho < 0,998 \text{ g/cm}^3$ , inclusiv conținând poliolefine, dar și pe categorii de densitate având  $\rho < 0,88 \text{ g/cm}^3$ ,  $0,965 < \rho < 0,998 \text{ g/cm}^3$ , acestea fără fracțiune de poliolefine. Mărimea medie a eșantionului a fost de cca. 0,5 mm. După uscare, probele au fost cântărite folosind o balanță de precizie de 0,1 mg. Greutatea fiecărei probe a fost aleasă de aproximativ 1 gram pentru testele experimentale pentru densitatea de energie.



Figura 2.3 Calorimetrul XRY-1C

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. Deoarece materialul testat este un combustibil, măsurarea densității de energie înseamnă determinarea căldurii de ardere sau cu este uzual cunoscută puterea

calorifică. Căldura de ardere este energia eliberată sub formă de căldură atunci când un compus suferă arderea completă cu oxigen într-o incintă de volum constant.

Puterea calorică brută la volum constant (energie brută sau putere calorică superioară) este valoarea absolută a energiei specifice de ardere, în Joule, pentru masa unitară a unui combustibil solid ars în atmosferă supasaturată de oxigen într-o bombă calorimetrică în condițiile specificate. Produsele rezultate după ardere constau din oxigen și azot gazos (provenit din atmosfera gazoasă de ardere), din dioxid de carbon și dioxid de sulf, din apă lichidă (în echilibru cu vaporii) saturată cu dioxid de carbon în condițiile de reacție și din cenușă solidă, toate aceste componente la temperatura de referință [6].

Puterea calorică netă la volum constant (putere calorică inferioară) este valoarea absolută a energiei specifice de ardere, în Joule, pentru masa unitară a unui combustibil solid ars în atmosferă de oxigen suprasaturat, în condiții de volum constant, și astfel încât toată apa din produsele de reacție rămâne sub formă de vapori de apă (în stare ipotetică la 0,1 MPa), ceilalți produși fiind, ca și puterea calorică brută, la temperatura de referință [6]. Cu ajutorul calorimetrului cu bombă de oxigen se măsoară puterea calorică brută. Procedura de testare este prezentată în [2, 3, 6].

### 2.1.2 Rezultatele analizei calorimetrice

Înainte de a determina puterea calorică a probelor, este necesară o calibrare a calorimetrului cu bombă de oxigen. Aceasta constă într-o procedură inversă de determinare. Astfel, având căldura de ardere a unei substanțe etalon, de exemplu a acidului benzoic, care este de 26435 J/g, se determină prin același tip de test **capacitatea termică a calorimetrului**, în W, arzând în creuzet acidul benzoic și cunoscând masa pentru probele standardizate.

Pentru fiecare probă, în software-ul XRY-1C au fost introduse datele de intrare necesare: masa firului de aprindere în grame (fir de nichelină standardizat), masa fuzibilului de bumbac în grame, puterea calorică a firului de aprindere [J/g], puterea calorică a bumbacului [J/g] și masa probei de testat în grame. După ardere, s-a trasat graficul temperatură-timp (Figura 2.3) și se calculează puterea calorică brută conform cu standardul ECS (2006).



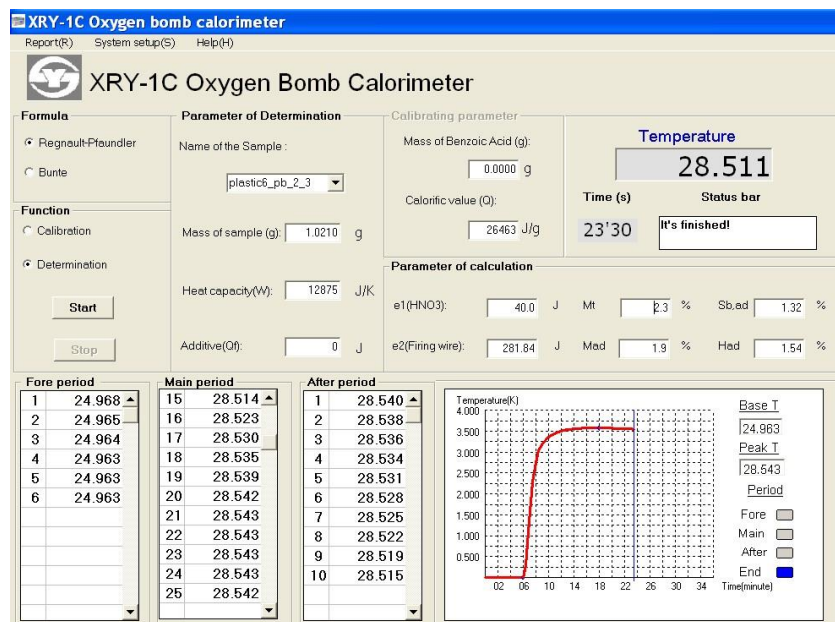


Figure 2.3. Rezultatele înregistrate de calorimetrul XRY-1C pentru proba MSW, după extragerea poliolefinelor, de densitate  $\rho < 0,88 \text{ g/cm}^3$

Rezultatele obținute pentru deșeurile plastice mixte din sursele menționate au fost prezentate în articolul [6]. Pentru o reprezentare sintetică, rezultatele analizei calorimetrice a reziduurilor (după extracția poliolefinelor) sunt prezentate în figurile următoare, Figurile 2.4-2.6.

Din Figura 2.4 se poate observa că puterea calorică a MSW din România scade odată cu creșterea densității fracțiunii de deșeuri. Acest rezultat este în concordanță cu datele din literatură, așa cum s-a putut observa în Tabelul 2.2, în funcție de modificarea compoziției fracțiilor în funcție de densitate. Deoarece puterea calorică a poliolefinelor este mai mare decât cea a altor polimeri, extracția poliolefinelor explică scăderea puterii calorice a reziduurilor.

Din Figura 2.5 se poate observa că pentru fracția mai ușoară, puterea calorică pentru deșeurile provenite din MSW este cea mai mare, apoi urmează cea a B&CW și ASR care prezintă cea mai mică valoare. Scăderea puterii calorifice pentru cele 3 tipuri de probe ale fracției ușoare (1, 2, 3) pentru MSW este cu 9% mai mică în comparație cu cea a B&CW și cu 27% în comparație cu ASR.

Figura 2.6 arată că în cazul fracțiilor mai grele, scăderea puterii calorice pentru sursele ASR și MSW este de aproximativ 8,5% în comparație cu cea pentru B&CW. S-ar putea observa, prin compararea figurilor 2.5 și 2.6, ca variația puterii calorifice a diferitelor fracții de deșeuri este mai mare în cazul fracției mai ușoare și mai mică în cazul fracțiilor mai grele.

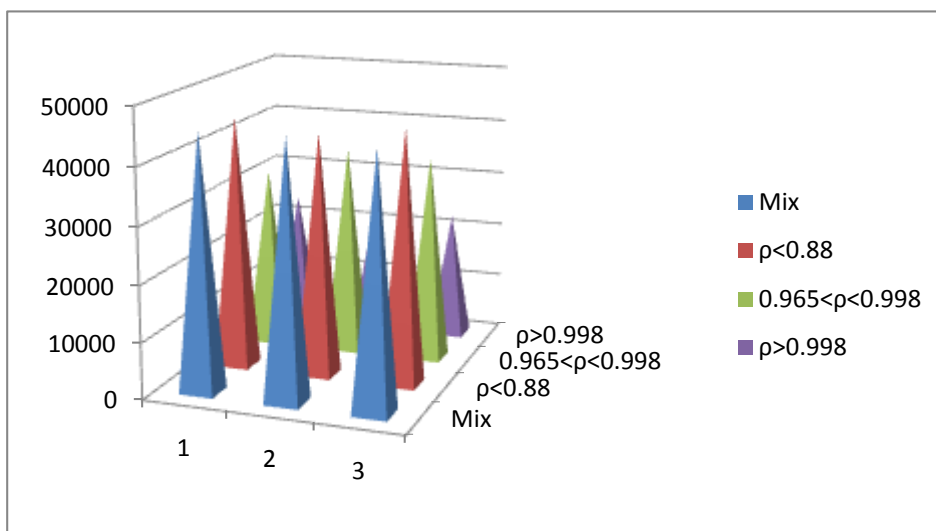


Figure 2.4. Puterea calorică netă [J/g] pentru MSW înainte și după extracția poliolefinelor ( $\rho$  este densitatea măsurată în  $\text{g}/\text{cm}^3$ )

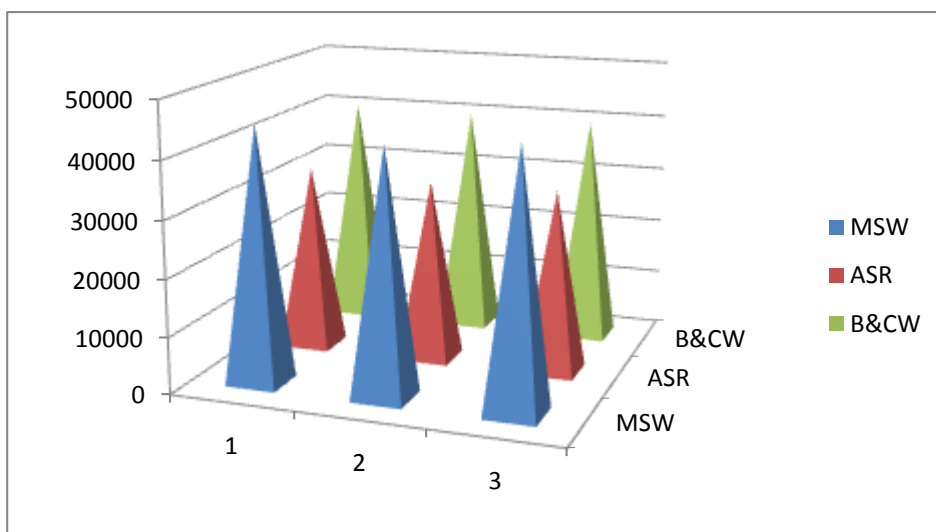


Figure 2.5. Compararea puterii calorice [J/g] a fracțiilor ușoare ( $\rho < 0.88 \text{ g}/\text{cm}^3$ )

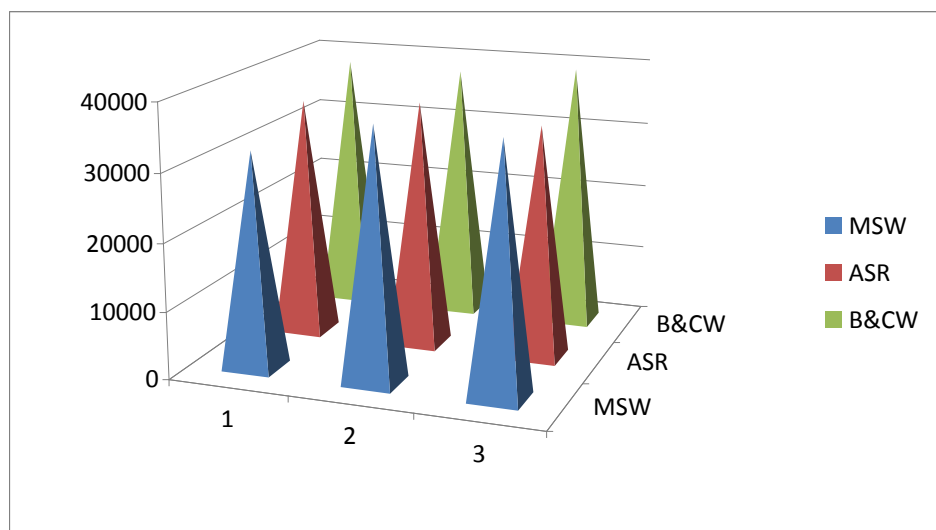


Figure 2.6. Compararea puterii calorice [J/g] a fracțiilor grele ( $0.965 < \rho < 0.998 \text{ g}/\text{cm}^3$ )

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 găsesc 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 calorifice 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. Rezultatele obținute au fost comparate cu cele raportate în literatură, cu cele calculate prin metoda consumului de oxigen și cu cele propuse în această raport, 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. Abaterile obținute a valorilor măsurate ale căldurii de ardere față de cele obținute prin calcul teoretic au fost explicate prin degradarea polimerului în timpul ciclului de viață al acestuia. Cea mai eficientă fracție din punct de vedere caloric a fost identificată ca fiind cea care conține poliolefine, dar această fracție ar putea fi reciclată și mecanic pentru utilizări ulterioare. Studiul de față a evidențiat că puterea calorică a deșeurilor de plastic scade după extracția poliolefinelor, iar fracțiunile de densitate rămase pot fi utilizate eficient pentru recuperarea energetică a deșeurilor de plastic prin incinerare.

### 2.2.1 Introducere

Deșeurile de plastic au fost separate prin tehnica de flotație folosind ca medii de flotație: apă, etanol, amestecuri ale acestora, dar și separarea prin densitate magnetică (MDS) folosind un fluid magnetic (Rem et al., 2013). Frațiile rezultate au fost analizate cu scopul de a determina cea mai eficientă fracție din punct de vedere al căldurii de ardere. Rezultatele obținute au fost comparate cu cele raportate în literatură de Van Krevlen (1990); Walters et al. (2000) și Lechner (2005), comparate cu cele calculate prin metoda consumului de oxigen (Babrauskas, 1992; Van Krevlen, 1990; Vilcu și Leca, 1990) dar și cele calculate prin suma ponderată a căldurii de ardere a componentelor propusă de autorul tezei de abilitare, urmărind să permită aproximarea puterii calorice pentru diferite fracțiuni de deșeuri polimerice cu compoziție cunoscută, evitând măsurătorile experimentale.

Acest studiu prezintă efectul extracției poliolefinelor din deșeurile polimerice asupra fracțiilor contaminanților căldurii de ardere și a evidențiat că fracțiile de densitate rezultate ar putea fi utilizate eficient pentru recuperarea energetică a deșeurilor de plastic, prin incinerare.

### 2.2.2 Materiale folosite pentru determinarea puterii calorice

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

Deșeurile de plastic au fost separate prin tehnica de flotație folosind ca medii de flotație: apă, etanol și fluid magnetic pentru a delimita fracții de diferite densități pentru extragerea poliolefinelor. Tehnica de separare este prezentată în (Fig.2.8) iar detaliile sunt raportate de diverși autori (Moldovan și colab., 2012; Patachia și colab., 2011; Vajna și colab., 2010). Procesul de flotație separă amestecul de polimeri în două fracții: fracțiune flotantă cu densitatea mai mică de  $0,998 \text{ kg/m}^3$  și fracțiunea imersată cu densitate mai mare de  $0,998 \text{ kg/m}^3$ . Frația flotantă este procesată ulterior folosind separarea prin densitate magnetică și astfel rezultă trei fracții de densitate: fracția de poliolefine cu densitatea cuprinsă între  $0,880$  și  $0,964 \text{ kg/m}^3$ , fracția ușoară cu densitatea mai mică de  $0,880 \text{ kg/m}^3$  și fracția grea cu densitatea cuprinsă între  $0,964$  și  $0,964 \text{ kg/m}^3$ . Deșeurile de plastic de la WS2 și WS3 au deja procesate și au venit cu fracția de poliolefine deja extrasă. După separare, fracțiile rezultate au fost uscate pentru a îndepărta umiditatea. Urmează pasul următor al cercetării, și anume determinarea compoziției probelor. Compoziția fracțiilor a fost determinată printr-o combinație între metoda de analiza imagistică, metoda gravimetrică și spectroscopie FTIR. Spectroscopia s-a realizat folosind un spectrometru în infraroșu cu transformată Fourier Perkin-Elmer BXII, echipat cu o reflectanță totală atenuată (ATR). Identificarea polimerului a fost realizată utilizând baza

de date software Essential FTIR, (eFTIR, 2013). Rezultatele compoziției au fost raportate de Baltes și colab. (2009), Baltes et al. (2013), Patachia et al. (2010), Patachia et al. (2011) pentru WS1, Vajna et al. (2010), Cazan et al. (2013) pentru WS2 și EC-PWE (2010) pentru WS3.

Valorile raportate au fost:

- pentru compoziția fracțiunii ușoare WS1: 17% polietilenă (PE) și 83% polipropilenă (PP), pentru fracția grea o compoziție de 12% PE, 38% PP, 11% PS, 2% PET și 37% PVC.
- pentru WS2 fracția ușoară conține 9% PP, 23% spumă poliuretanică, 5% STPe, 55% celuloză și 8% adeziv epoxidic, fracția grea conține 25% polietilenă, 15% polipropilenă, 11% PET, 5% polistiren, 10% nailon, 15% celuloză, 5% PVC, 10% EPDT și 4% PC.
- pentru compoziția fracției ușoare WS3 este 15% PE, 23% poli(1 butenă), 18% LLDPE, 15% polimetilpentenă, 26% cauciuc etilen propilen și 3% poliacrilamidă. Compoziția grea WS3 este 56% PE, 24% PP, 14% polibutadienă și 6% adeziv de construcție.

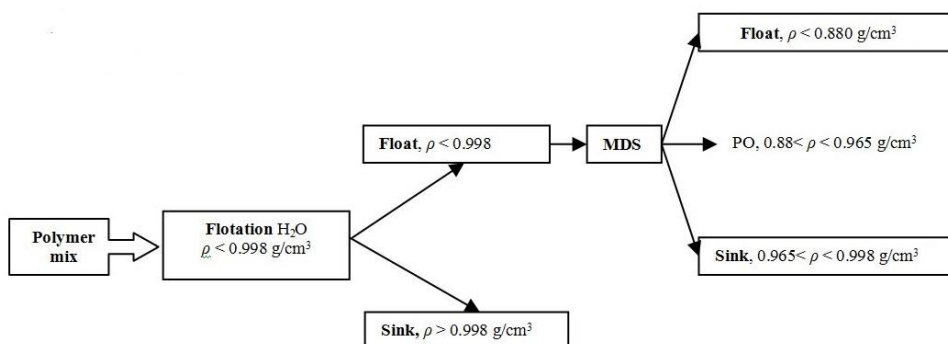


Fig. 2.8. Schema de separare a amestecurilor de polimeri

Tabelul 2.3. Procentul de poliolefine în amestecul de deșuri de plastic

Waste source	Polyolefin amount (%)			
	Light fraction		Heavy fraction	
	PE	PP	PE	PP
WS1	17	83	38	12
WS2	0	9	25	16
WS3	33	0	56	24

Deoarece dimensiunea deșeurilor mărunțite provenită de la cele 3 surse este de aproximativ 4 mm sau mai mare, ceea ce nu se pretează pentru măsurarea căldurii de ardere, a fost necesară o etapă suplimentară de micșorare a granulației materialului probei. În general, pentru determinarea căldurii de ardere a combustibililor solizi, este necesară o dimensiune maximă a granulelor de 1 mm conform ECS (2006) și o omogenitate a amestecului. Astfel, probele inițiale au fost răcite cu azot lichid și măcinate

folosind o moară ultracentrifugă (Retsch ZM200, Retsch GmbH, Germania). Dimensiunea medie a probei obținute după măcinare a fost de aproximativ 0,5 mm. Probele au fost preparate uscate și fără cenușă, iar valoarea căldurii de ardere a probelor a fost măsurată în absența umidității și a mineralelor care formează cenușă. Probele testate folosite sunt: amestec de polimeri pentru WS1, WS2 și WS3 și fracțiile ușoare și cele grele rezultate după separarea deșeurilor prin metoda de separare magnetică MDS.

Se poate remarca faptul că PP și PE ca fracții majore de poliolefine sunt prezente atât în fracțiunea mai ușoară, cât și în cea mai grea dintre toate deșeurile separate, așa cum este prezentat în Tabelul 2.3.

Fracția mai ușoară de WS1 provenită din deșeurile de plastic urban conține 100% poliolefine și 50% se mai regăsește în fracția mai grea. La sursa WS3 provenind din deșeurile de construcții și demolări aceasta conține 33% poliolefine în fracțiunea mai ușoară și 80% în fracțiunea mai grea. Pentru sursa WS2 provenind din industria de automobile, deșeurile conțin 9% poliolefine în fracția mai ușoară și 41% în fracțiunea mai grea. Probele WS2 și WS3 analizate cantitățile procentuale de poliolefine din fracția ușoară pot fi explicate prin prezența spumei de PP și PE și prin aderența bulelor de aer la PP și PE în timpul procesului de flotație și separarea magnetică.

### 2.2.3 Metodologie pentru determinarea experimentală a puterii calorice

Atât probele inițiale de deșeuri, cât și fracțiunile obținute prin separare, au fost supuse analizei calorimetrice. După uscare, probele au fost cântărite folosind o balanță analitică de precizie de 0,1 mg (modelul Kern & Sohn ABJ 220-4M). Masa fiecărei probe a fost de aproximativ 1 gram pentru a obține o creștere acceptată a temperaturii pentru cei 2 litri de apă din mantaua bombei de oxigen de 2,0-4,0°C necesară pentru măsurători calorimetrice conform standardului (ECS, 2006) la temperatura ambiantă de 25°C.

Puterea calorică superioară a fost măsurată cu un calorimetru cu bombă de oxigen model XRY-1C, produs de Shanghai Luheng Instrument co, după modelul Parr Calorimeter. Pentru fiecare probă testată au fost măsurate masa probei și masa firului de aprindere. Temperatura băii calorimetrului a fost monitorizată și înregistrată în timpul procesului de ardere. Calculul puterii calorice superioare se realizează folosind metoda Regnault-Pfaundler, așa cum este descrisă în (RNS, 1995; ECS, 2006; GNS, 2000) utilizând valorile de temperatură înregistrate în timpul arderii probei în atmosferă suprasaturată de oxigen.

#### *Metodele folosite pentru calculul puterii calorice superioare*

##### **a) Metoda consumului de oxigen (Walters et al., 2000)**

Metoda consideră că o gamă largă de compuși organici, inclusiv polimeri, au aceeași căldură de ardere per gram de oxigen diatomic consumat. Cantitatea empirică utilizată



este  $E=13,10\pm 0,78$  kJ/g- $O_2$ , iar autorii au descoperit că estimarea căldurii de ardere pentru 49 de polimeri puri, folosind (Ecuția 2.2.1) este de aproximativ  $\pm 4,4\%$ , unde  $Q_c$  este căldura de ardere completă a probei, cu toți produși de reacție în stare gazoasă,  $n_{\text{polimer}}$  este numărul de moli și  $M_{\text{polimer}}$  este greutatea moleculară a secvenței de repetare a polimerului,  $n_{O_2}$  este numărul de moli de  $O_2$  consumați în ecuația stoichiometrică,  $M_{O_2}=32$  g/mol este masa molară a oxigenului diatomic iar cantitatea  $r_0$  este raportul stoichiometric oxigen-combustibil.

$$Q_c = E \cdot \left( \frac{n_{O_2} \cdot M_{O_2}}{n_{\text{polimer}} \cdot M_{\text{polimer}}} \right) = E \cdot r_0 \quad (2.21)$$

b) **Metoda propusă de autorul tezei de abilitare**, ca a doua metodă pentru calcularea căldurii de ardere este descrisă de (Ecuția 2.2.2) folosind datele din literatură pentru căldura de ardere a polimerilor ca o contribuție ponderată masică a căldurii de ardere a polimerilor puri care ar putea fi găsită într-o fracție de densitate, unde  $\%w_{\text{polimer}}$  este raportul de masă al fiecărei fracțiuni din amestec și  $Q_{c,\text{polimer}}$  este căldura de ardere a fiecărui polimer pur.

$$Q_{c,\text{mix}} = \sum (\% w_{\text{polimer}} \cdot Q_{c,\text{polimer}}) \quad (2.2.2)$$

Puterile calorice ale polimerilor puri sunt raportate în literatura de specialitate și au fost utilizate în calcul coniderând căldura de ardere a amestecului de polimeri ca o contribuție ponderată în masă a căldurii de ardere a fracțiilor de densitate, fără a lua în considerare interacțiunea chimică dintre polimeri.

### c) Metoda experimentală

După cum menționează Walters și colab., (2000) și este descris în standardele pentru determinarea puterii calorice (RNS, 2010; ECS, 2006; GNS, 2000), înainte de a determina puterea calorică a probelor testate calorimetrul cu bombă de oxigen trebuie calibrat. Pentru calibrare se folosește o probă standardizată de acid benzoic. Căldura de ardere a acidului benzoic standard utilizat este  $He = 26454$  J/g, după cum este dată de certificatul de calitate de la Parr Instrument CO. Masa specificată în certificatul de calitate de acid benzoic a probei este  $m_e=1,0018$  g. Pentru a iniția arderea, se folosește un fir de aliaj de nichel-crom de 0,1 mm ca fir de siguranță standardizat de la Parr Instrument Co. cu o căldură dată de ardere de 5861,52 J/g. Corecția termică necesară pentru arderea firului și a bumbacului rezultată este  $Q_{wc} = 131,36$  J. Temperatura finală înregistrată în timpul calibrării de la etapa principală este  $t_f = 20,453$  °C, iar temperatura inițială de la etapa principală este  $t_i = 18,405$  °C. Capacitatea termică după calibrarea calorimetrului,  $W$ , se determină folosind Eq. (2.2.3), și rezultă o valoare  $W=12875$  J/K.



$$W = \frac{H_e \cdot m_e - (Q_{wc})}{(t_f - t_i)} = 12875 \frac{J}{K} \quad (2.2.3)$$

Conform procedurii standard, proba cântărită este plasată în calorimetru în creuzet, și în corpul bombei se adaugă 1 ml de apă deionizată. Firul de aprindere este conectat la electrozii din vasul sub presiune și plasat în contact cu proba. Bomba este apoi asamblată, sigilată și purjată de două ori prin presurizare la 0,4 MPa cu oxigen pur pentru a evacua aerul rezidual. Înainte de determinare, bomba este presurizată cu oxigen pur la 3.0 MPa și plasată într-o baie care conține 2 litri de apă într-o manta izolată. Creșterea temperaturii apei este măsurată prin utilizarea unui senzor de precizie cu rezoluție de temperatură de  $10^{-3}$  K. Temperatura de echilibru a băii termostatăte în timpul testului este înregistrată de sistemul de achiziție a datelor la fiecare 30 de secunde. S-au efectuat trei determinări pentru fiecare probă cu amestec de polimeri. Rezultatele înregistrate în timpul experimentului sunt valorile temperaturilor pentru perioada anterioară arderii pentru a atinge condițiile adiabactice (variația de temperatura nu trebuie să depășească 0,001 °C, valorile temperaturii pentru perioada principală de ardere și perioada de post-ardere.

#### 2.2.4 Resultate și discuții ale analizei calorimetrice

Rezultatele obținute pentru deșeurile de plastic mixte cu abatere standard sunt prezentate în Tabelul 3 din Costiuc și colab., unde  $Q_{hi}$  este căldura de ardere mai mare și  $Q_{lo}$  este căldura de ardere mai mică. Rezultatele analizei calorimetrice a fracțiilor rămase după extracția poliolefinelor din probe sunt prezentate în Tabelul 4 (Costiuc și colab). Fiecare rezultat este media a cel puțin 5 determinări.

În Tabelul 3 (Costiuc și colab) se poate observa că căldura mai mare de ardere a deșeurilor, înainte de extracția fracției poliolefine, are o abatere a valorilor de 2% pentru WS1 față de WS3, de 6,4% variație pentru WS1 față de WS2 și de 9,1% pentru WS3 comparativ cu WS2. Căldura de ardere mai mare după extracția fracției de poliolefină din deșeurile WS1 și WS3 scade odată cu creșterea densității fracțiunii pentru probă (Tabelul 4). Pentru WS2, densitatea fracțiunii ușoare are o căldură de ardere mai mică decât fracția mai grea. Acest lucru ar putea fi explicat luând în considerare procentul redus de poliolefină identificat în densitatea fracțiunii ușoare WS2 de 9%.

Căldura de ardere pentru proba cu densitate mai mică de 0,88 g/cm<sup>3</sup>, provenită din WS1, calculată utilizând (Eq.2) cu compoziție de 17%PE și 83%PP, ținând cont de valorile măsurate raportate de Walters și colab. (2000) pentru căldura de ardere pentru PE și respectiv PP ( $Q_{c,PE} = 47740$  J/g și  $Q_{c,PP} = 45800$  J/g) (Tabelul 2), conduc la căldura de ardere a unui amestec de  $Q_{c,mix} = 45959,27$  J/g. Folosind (Ec.1) pentru aceeași probă de compoziție, amestecul rezultat al căldurii de ardere din metoda consumului de oxigen, cu  $r_0 = 3,42193$  este  $Q_{c,mix} = 44683,4$  J/g. Rezultatele ob inute prin utilizarea ecuațiilor. (1-

2) sunt într-un bun acord cu valoarea măsurată din prezentul studiu a căldurii mai mari de ardere a  $Q_{hi} = 44824$  J/g (Tabelul 5), cu o eroare relativă absolută de -0,32%, respectiv de 2,53%. Tabelul 2.5 prezintă valorile măsurate ale arderii termice a amestecurilor inițiale, calculate cu Ec. (1 și 2) și erorile relative raportate la valoarea măsurată în această cercetare.

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

Source	Density Fraction (g/cm <sup>3</sup> )	$Q_{hi}$ (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

Pentru probele WS2 înainte și după extracția poliolefinelor se poate observa că căldura de ardere a amestecului plastic este mai mare decât căldura de ardere a fracțiunii ușoare cu 25% și mai mare decât a fracțiunii grele cu 15%. Eroarea relativă rezultată pentru WS2 prin compararea cu valorile măsurate și calculate arată pentru amestec, o estimare de 5,34% cu (Ec. 1) și de -0,19% cu (Ec. 2) și pentru fracția de densitate mai mare de 2,71% și -1,45%. Un rezultat interesant este pentru fracția mai ușoară WS2 care are erori relative de 15%. Erori relative de valori mari de 21-27% s-au găsit și la estimarea fracțiunii WS1 cu densitate mai mare de 0,998 g/cm<sup>3</sup>.

Pentru probele WS3, rezultatele arată că puterea calorică a amestecului este mai mare decât puterea calorică a fracțiunii ușoare cu 10% și mai mare decât puterea calorică a fracțiunii grele cu 15%. Eroarea relativă absolută pentru estimarea căldurii de ardere pentru WS3 este de 6%. Cea mai bună estimare este făcută de (Ec.2.2.2). Pentru probele WS1 puterea calorică a amestecului este mai mare decât cea a fracțiunii ușoare cu 1% și mai mare decât cea a fracțiunii grele cu 48%, iar acest lucru ar putea fi explicat luând în considerare procentul redus de poliolefine identificat în densitatea fracțiunii grele WS1 de 50%, în timp ce fracția ușoară are în compoziție 100% poliolefine. Eroarea relativă absolută pentru estimarea căldurii de ardere a WS1 este de 5%, iar cea mai bună estimare este obținută de (Ec.2.2.2) cu o eroare relativă medie de 3%.

Deoarece fracțiile mai ușoare și cele mai grele din deșeurile de plastic testate au o căldură de ardere mai mare de 35,0 MJ/kg pentru WS1, 32,0 MJ/kg pentru WS2 și 38,0 MJ/kg pentru WS3 și o căldură de ardere mai mare decât cărbunele de tip antracit care are o putere calorică de 32,8 MJ/kg, sau a cărbunelui de tip lignit de 28,0 MJ/kg, putem considera acest că acest aspect le asigură eficacitatea arderii deșeurilor de plastic cu ajutorul unui sistem de recuperare a energiei.

Analiza calorimetrică arată că deșeurile de plastic amestecate pot fi folosite drept combustibil datorită căldurii mari de ardere în comparație cu cărbunii. Prezența poliolefinelor ca PE și PP, atât în fracțiunile mai ușoare, cât și în cele mai grele de deșeurii ca și compozite, determină o căldura de ardere a acestor fracții mai mare, datorită căldurii poliolefinice de ardere mai mari. Studiul arată că extragerea poliolefinelor din deșeurile plastice amestecate scade căldura de ardere pentru toate tipurile de deșeurii. Chiar și după extracția poliolefinelor, căldura de ardere a reziduurilor este totuși mai mare decât cea a diferitelor tipuri de cărbuni și ca urmare aceste deșeurii pot fi utilizate eficient pentru recuperarea energiei din deșeurile de plastic prin incinerare.

Metoda sumei ponderate propusă de autor în această 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.

Aceste rezultate au fost finanțate în cadrul 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.

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

Costiuc L., M. Tîerean, L. Baltes, 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](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

### 2.3.1 Introducere

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 reprocesați, 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.

Găsirea de noi surse de energie, reducerea consumului de energie și recuperarea energiei sunt unele dintre cele mai importante probleme ale societății de astăzi, datorită creșterii exponențiale a necesarului de energie în toate sectoarele de activitate.

Materialele plastice sunt bine-cunoscute ca materiale eficiente din punct de vedere energetic, atunci când se ia în considerare întregul ciclu de viață al acestora, datorită ușurinței lor de a fi transportate, instalate și întreținute, datorită versatilității ridicate și rentabilității. De exemplu, în comparație cu materialele tradiționale de construcții și construcții, materialele plastice necesită cu 85% mai puțină energie pentru fabricare, generează cu 95% mai puțin CO<sub>2</sub> și folosesc puțină apă în timpul procesului de producție [1]. Cu toate acestea, majoritatea materialelor plastice generează, la sfârșitul ciclului de viață, deșeuri ne-biodegradabile care pot avea dezavantaje grave asupra mediului și sănătății. Noile strategii pentru proiectarea, utilizarea, producerea și reciclarea produselor din plastic în UE au fost adoptate pe 16 ianuarie 2018 la Bruxelles [2]. Utilizarea materialelor plastice în economia circulară impune procese de colectare, separare și spălare foarte bine controlate [3].

Adesea, complexitatea compoziției deșeurilor din plastic, datorită contaminării lor în timpul utilizării, asociată cu prețul scăzut actual al materiilor prime, face reciclarea ne-

economică în comparație cu depozitarea acestora [1]. În acest context, încercând să evităm preocupările de mediu, alte opțiuni sunt: creșterea biodegradabilității plasticului [1] și recuperarea energiei prin piroliză [4] sau incinerare.

Unul dintre studiile anterioare a arătat că fracțiile separate din deșeurile solide municipale (MSW) din județul Brașov, România, realizat în anul 2010, au o putere calorică mare care le recomandă pentru reciclare prin incinerare cu recuperare de energie [5-7]. Cu cât conținutul de poliolefine mai mare, cu atât este mai mare puterea calorică a deșeurilor, comparabil cu cărbunele superior.

Alte studii au arătat că reprocessarea acestor fracții prin amestecare în topitură și termoformare, permite obținerea de materiale secundare cu proprietăți mecanice și anti-microbiene acceptabile [8-10].

Este bine cunoscut faptul că tratamentul termic al polimerilor precum și expunerea acestora la condițiile ambiante (temperatură, lumină, variații de umiditate) duc la alterarea proprietăților acestora, datorită proceselor oxidative, ruperii lanțului polimeric, transformări reticulare, eliberare de aditivi sau separare de faze. [11].

Scopul acestui studiu a fost determinarea puterii calorice a materialelor secundare obținute din fracțiile separate provenite din MSW din Brașov în anul 2010 și prelucrate în anul 2011 prin amestecare în topitură și termoformare. Influența procesării termice și a timpului (asimilat unui al doilea ciclu de viață) asupra puterii calorice a polimerilor secundari este discutată în comparație cu cea a polimerilor obținuți la sfârșitul primului ciclu de viață. Este prezentată o analiză critică a eficienței reciclării polimerilor versus incinerare, în diferite lor cicluri de viață.

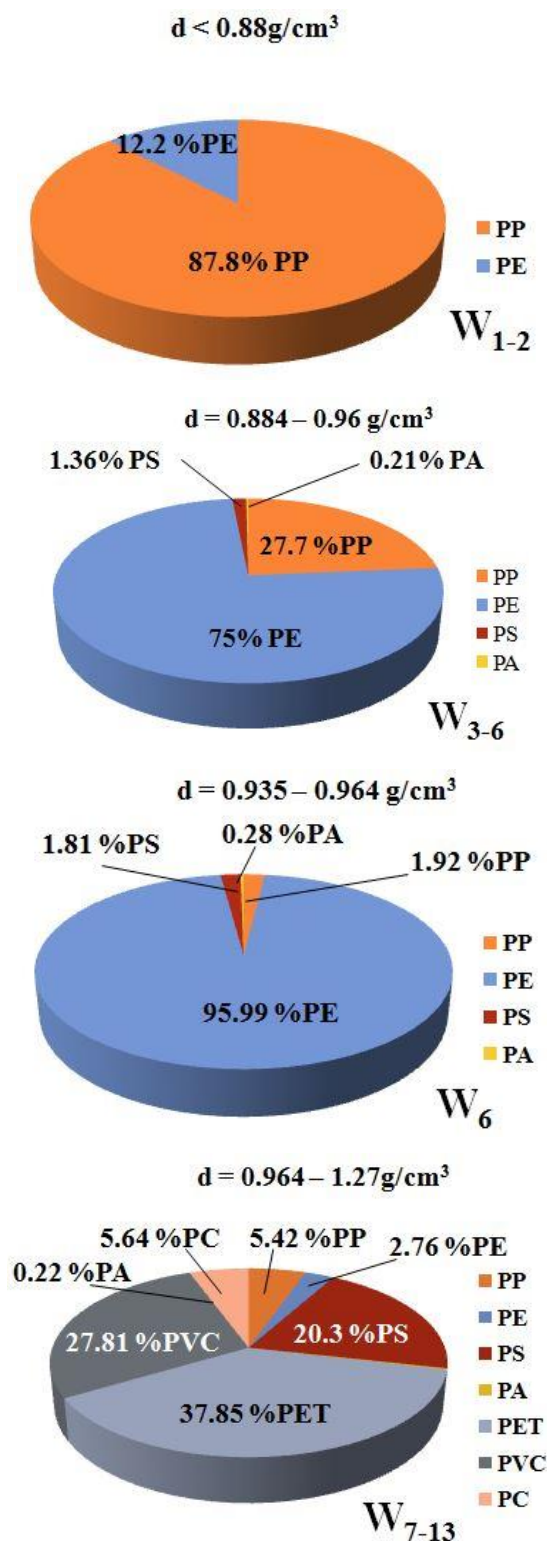
Deșeurile polimerice provenite din sursa MSW, colectate din județul Brașov, România, în anul 2010, au fost separate prin flotație în soluții alcool și alcool-apă, pe baza diferențelor de densitate, în 13 fracții, descrise în [12-13].

Compoziția fiecărei fracțiuni a fost determinată prin corelarea determinării fracțiunii de masă cu spectroscopie FT-IR și analiză imagistică prin utilizarea metodei CIELab [11-12].

Ulterior, diferitele fracții care conțin polimeri similari, au fost amestecate din nou și codificate: W1-2; W3-6; W7-13 și respectiv W1-13, unde W înseamnă deșeuri și numărul atașat reprezintă codul fracțiilor cu densitate mixtă. Aceste fracții au fost răcite până la  $-5^{\circ}\text{C}$ , măcinate până la dimensiunile fulgilor de 0,5-1 mm, folosind o moară centrifugă ZM200, apoi amestecate în topitură cu ajutorul unui mixer Brabender cu extruder dublu cu șurub care permite reglarea temperaturii, viteza de amestecare (până la 60 rpm) și durata de amestecare (10 minute). Temperatura de amestecare a fost aleasă ca fiind cu  $10^{\circ}\text{C}$  mai mare decât temperatura de topire a polimerului dominant în fracție. Pentru fracțiile cu un conținut major de poliolefine (PE și PP) temperatura de lucru a fost stabilită la  $180^{\circ}\text{C}$ , iar pentru fracțiile care conțin alți polimeri decât poliolefine, temperatura de lucru a fost setată la  $220^{\circ}\text{C}$ . Amestecul de topitură obținut a fost răcit, tăiat și presat într-o presă

hidraulică Carver pentru a obține foi omogene, fără bule de aer, având următoarele dimensiuni:  $L \times l \times h$ : 150 x 150 x 1 mm. Aceste probe au fost supuse diferitelor analize pentru a evalua oportunitatea reciclării polimerilor mecanici.

Compoziția fracțiilor reciclate este prezentată în Fig. 2.3.1.



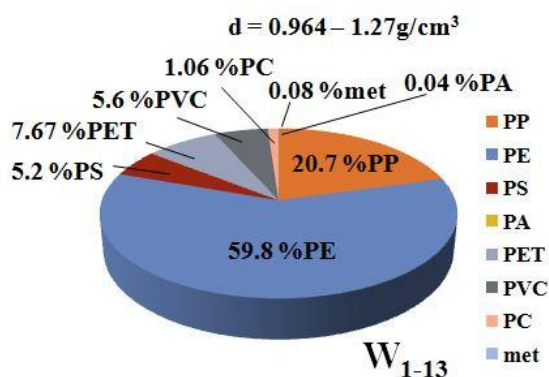


Fig.2.3.1. Compoziția fracțiilor analizate și separate din sursa MSW în 2010 [12]

Probele au fost păstrate în condiții de laborator timp de 7 ani. La analizarea acestora după perioada amintită, s-au observat modificări majore ale proprietăților polimerilor. Proprietățile mecanice au scăzut dramatic și caracterul bacteriostatic inițial a dispărut (rezultate nepublicate). Considerând perioada de depozitare ca un al doilea ciclu de viață, odată ce proprietățile materialului au scăzut, făcându-l inutilizabil pentru un nou ciclu de viață, o alternativă de reciclare ar putea fi incinerarea cu recuperare de energie. În acest context, probele au fost supuse unei analize calorimetrice.

### 2.3.2 Analiza calorimetrică a poliolefinelor reprocesate

Probele de deșeuri obținute au fost cântărite folosind o balanță analitică de precizie de 0,1 mg (Kern & Sohn ABJ 220-4M). Fiecare masă a probei a fost de aproximativ 1,1 până la 1,3 grame pentru a obține o creștere acceptabilă a temperaturii calorimetrului de 2,0 până la 4,0 °C pentru măsurătorile puterii calorice conform standardelor [14]. Temperatura băii calorimetrului a fost monitorizată și înregistrată în timpul procesului de ardere într-un dispozitiv calorimetru cu bombă de oxigen XRY-1C cu software de achiziție de date (XRY-1C, Oxygen Burner Calorimeter, Shanghai Luheng Instrument Co.). Înainte de determinarea căldurii de ardere, calorimetrul a fost calibrat folosind o probă standardizată de acid benzoic (Parr Instruments Co.). Capacitatea termică a calorimetrului a fost determinată în valoare de  $W=12762 \text{ J/K}$ . Urmând procedura standard [14], fiecare probă cântărită a fost plasată în interiorul bombei cu oxigen. Pe fundul vasului bombei s-a adăugat 1 ml de apă deionizată pentru a investiga formarea acizilor. Firul siguranței a fost conectat la electrozii din vas și a fost adus în contact cu proba. Bomba a fost apoi asamblată, sigilată și conținutul de aer a fost îndepărtat, prin presurizare de două ori la 0,5 MPa cu oxigen pur. Înainte de determinarea efectivă, bomba este presurizată din nou cu oxigen pur la 3,0 MPa. Creșterea temperaturii apei de baie a fost măsurată utilizând un senzor de precizie cu o rezoluție de temperatură de 0,001 K. Temperatura a fost înregistrată în timpul testului de către sistemul de achiziție de date la fiecare 30 de secunde.

Probele obținute prin amestecare în topitură și termoformare a fracțiilor provenite din separarea deșeurilor MSW polimerice, colectate din județul Brașov, România, au fost mai întâi comparate vizual, după 7 ani de păstrare în condiții de laborator, cu aceleași probe evaluate imediat după preparare. Prima observație a fost că și-au pierdut rezistența mecanică, devenind foarte casante. Probele inițiale W3-6 au prezentat o rezistență mecanică bună, apropiată de cea a PE virgin [15]. După 7 ani, fragilitatea probelor face ca aceste materiale să fie inutilizabile. Au apărut posibile procese de îmbătrânire (oxidare, reticulare, separare de faze). În studiu s-a determinat căldura de ardere pentru probele menționate (probe din 2010 și 2017), iar valoarea acestora a fost comparată cu cea obținută pentru fracțiile separate la sfârșitul primului ciclu de viață.

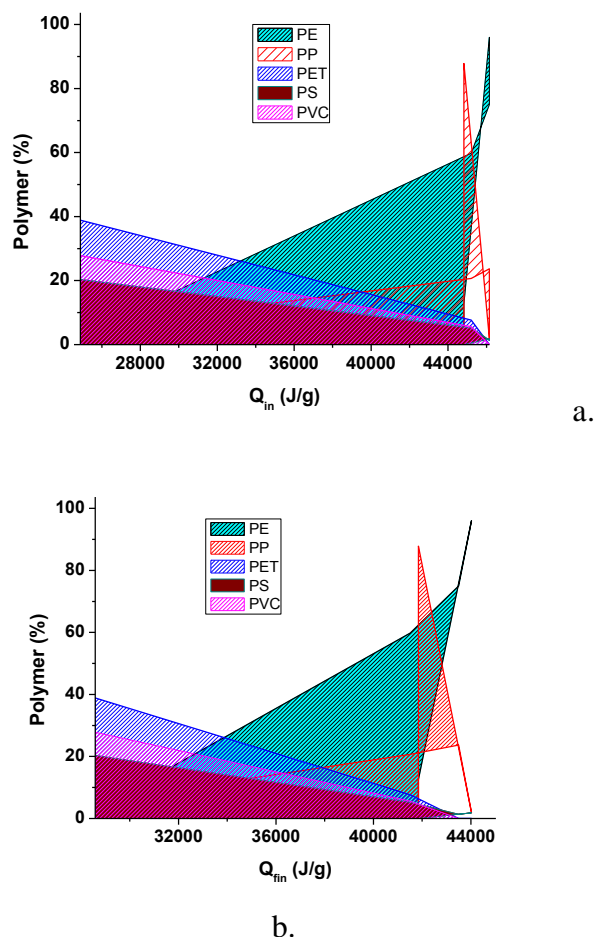


Fig. 2.3.2. Influența compoziției fracțiilor polimerice din MSW asupra puterii calorice: (a) fracțiile inițiale; (b) materiale reciclate prin topire și termo-formare

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,



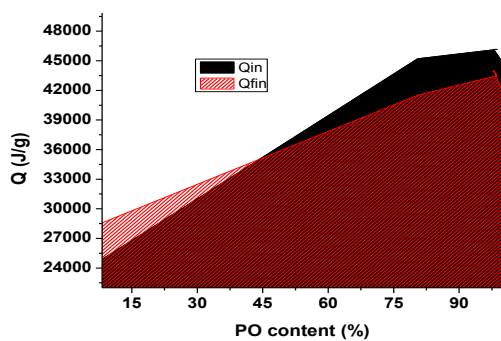
răspunzând la întrebarea: dacă este mai bine să reciclați mecanic deșeurile polimerice sau să le incinerati la sfârșitul primului ciclu de viață ?

Datele calorimetrice obținute pentru ambele serii de probe (cele separate inițial și cele reciclate prin amestecarea topiturii, termoformate și păstrate în condiții de laborator timp de 7 ani) au fost comparate și reprezentate grafic în funcție de compoziția fracțiilor, urmărindu-se să evidențieze influența individuală a fiecărui polimer. asupra conținutului energetic al materialelor obținute.

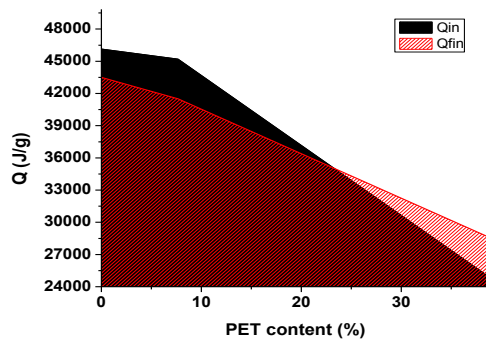
Influența negativă asupra căldurii de ardere a fracțiilor a fost înregistrată pentru polietilenă (PET), policlorură de vinil (PVC) și polistiren (PS). Conținutul mai mare de PET, PVC și PS în fracțiile polimerice, scade căldura de ardere. Acest lucru ar putea fi explicat prin valoarea mai scăzută a puterii calorice a PET (21600 J/g [17], și a PVC (18000-19000 J/g [16]), dar și prin conținutul scăzut de PS în fracțiile MSW, de până la 20,7% în W7-13. PS are o valoare a puterii calorice mai mare (41600 J/g [17], dar procentul său scăzut în fracții nu are influența dominantă asupra căldurii lor de ardere.

Un comportament similar se observă în cazul fracțiilor reciclate prin amestecare în topitură, termoformare și apoi, depozitare timp de 7 ani (Fig. 2.3.2 b). Singurele diferențe sunt: (1) valorile  $Q$  mai scăzute obținute pentru fracția cu conținut mai mare de poliolefină prin comparație cu cea a fracțiilor separate inițial. Acest comportament este normal, ținând cont de procesele de degradare care au loc în timpul tratamentului termic și depozitării. Compușii oxidați intermediari au în general o căldură de ardere mai mică decât cea a compușilor neoxidați. (2) Valori mai mari  $Q$  au fost obținute pentru fracțiile cu conținut mai mare de PET, PVC și PS prin compararea cu aceleași fracții proaspete separate. Acest fapt ar putea fi explicat prin degradarea PVC-ului în timpul tratamentului termic și depozitării, eliberând HCl. Acest lucru a dus la formarea lanțurilor polimerice nesaturate. Ultimele au o căldură de ardere mai mare în comparație cu compușii clorurati. De asemenea, aceștia ar putea reacționa cu compușii de degradare termică proveniți din PET, PS, PA și contaminanți, ducând la compuși cu căldură de ardere mai mare. Din Fig. 2.3.3 s-a putut observa, de asemenea, că fracțiile proaspete separate au căldură de ardere mai mare pentru un conținut mai mare de poliolefine (PO); fracțiile reciclate prin amestecarea topiturii, termoformarea și după depozitare au evidențiat căldură de ardere mai mică pentru fracțiile cu conținut mai mare de PO. Pentru fracțiile cu conținut mai mic de PO (<45%), valorile  $Q_c$  pentru fracțiile reciclate au crescut prin comparație cu fracțiile proaspete separate (Fig. 2.3.3.a).

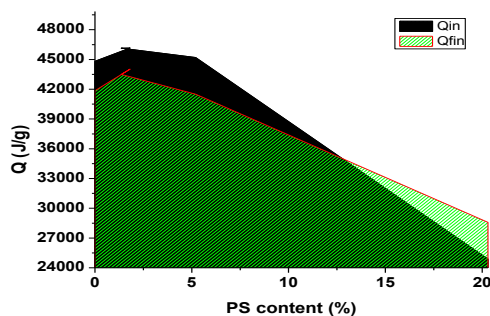
Fig. 2.3.3.b, c și d arată că creșterea conținutului de PET, PVC și PS determină scăderea valorilor  $Q_c$  în ambele serii de probe, dar o creștere a valorilor  $Q_c$  prin compararea fracțiilor la sfârșitul celui de-al doilea ciclu de viață cu cele proaspete separate s-a putut observa pentru amestecurile care conțin un conținut de PET mai mare de 22% și un conținut mai mare de PS de 13% și un conținut de PVC mai mare de 17%.



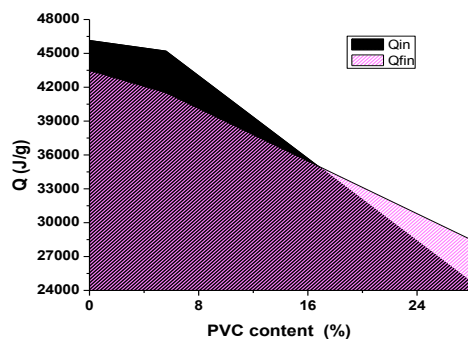
a.



b.



c.



d.

Fig. 2.3.3. Comparația dintre puterile calorice din primul și al doilea ciclu de viață: (a) influența conținutului de PO; (b) influența conținutului de PET; (c) influența conținutului de PS; (d) influența conținutului de PVC

Variațiile  $Q_{fin}$  prin comparație cu  $Q_{in}$  sunt prezentate în Fig. 2.3.4.

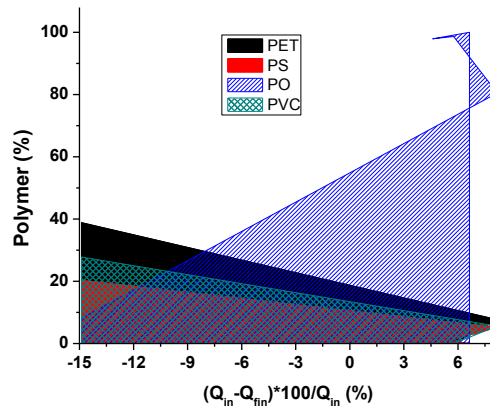


Fig. 2.3.4. Cuantificarea abaterilor relative dintre  $Q_{fin}$  și  $Q_{in}$  în funcție de compoziție

Procentul mai mare de PO în fracții crește instabilitatea amestecului (oxidarea PO) și, în consecință, scade valorile  $Q_{fin}$  și crește diferențele  $(Q_{in}-Q_{fin})$  până la 6%.

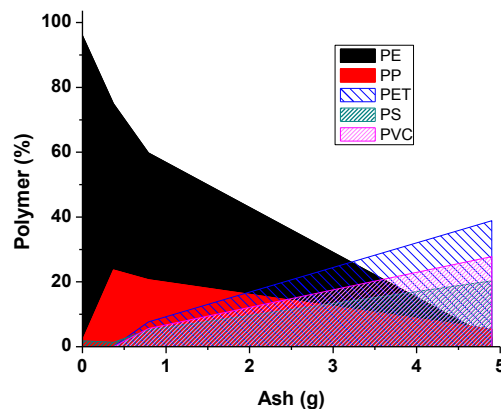


Fig.2.3.5. Variația conținutului de cenușă după arderea fracțiilor polimerice la sfârșitul celui de al doilea ciclu de viață

Dimpotrivă, prezența PET, PVC și PS în amestec, crește densitatea fracțiilor, favorizând o mai bună reținere a produselor de degradare, crescând valorile  $Q_{fin}$  și făcând negative diferențele mai sus menționate, până la 15%.

Acest mecanism este în concordanță cu conținutul de cenușă măsurată după arderea probelor. Fig. 2.3.5. arată că conținutul de cenușă este zero pentru probele cu conținut foarte mare de PO, în timp ce creșterea PET, PVC și PS determină creșterea reziduului. Scăderea conținutului de PE și PP va duce la creșterea conținutului de cenușă. Rezultatele obținute sunt parțial în concordanță cu cele raportate de [18].

Pe baza rezultatelor analizei valorilor căldurii de ardere, Zhou H și colab. materialele plastice sunt clasificate din MSW în trei grupuri: (1) PE, PP și PS; (2) PVC și (3) PET, fiecare conținând polimeri cu proprietăți similare:

(1) PE, PP și PS au un conținut de C și H de aproape 100%, conținut de O, N, S, Cl aproape zero și sunt materiale plastice complet volatile, care nu formează carbon. Căldura lor de ardere este mare scăzând în secvența descrescătoare: PP>PE>PS. [18-19].

(2) Al doilea cluster se referă la PVC care conține clor (Cl) în intervalul 50-60% și drept consecință conținutul de C și H s-a redus la 38-42% C și 4-6% H, un conținut variabil de cenușă, probabil din cauza aditivilor, până la 15%, iar volatilele sunt în intervalul 71-95% și carbonul fix între 4% și 21%. Căldura sa de ardere este de aproximativ jumătate față de cea a PP, PE și, respectiv, PS.

(3) Al treilea cluster conține PET are aproximativ 62% C, până la 5% H și un conținut ridicat de O aproximativ 33%. Volatile sunt în jur de 90-94%, cenușa este foarte scăzută, 0,09-0,31%, iar carbonul fix este de 5,6-9,45%. Căldura de ardere este scăzută în mod asemănător, în jur de jumătate față de cea a primului cluster și aproape de PVC.

Pe baza rezultatelor noastre, atât PVC, cât și PS par să se comporte similar cu PET, scăzând căldura de ardere a fracțiunii și crescând conținutul de cenușă, în timp ce PE și PP, scad conținutul de cenușă și contribuie pozitiv la căldura de ardere a fracțiunii.

Contribuția negativă a conținutului de PS, PVC și PET la căldura de ardere a fracțiilor care le conțin ar putea fi explicată prin scăderea simultană a conținutului de PO al acelor fracții.

În ciuda conținutului lor foarte scăzut de cenușă ca și polimeri individuali, PS și PET contribuie la creșterea conținutului de cenușă al fracțiilor deșeurilor. Acest comportament ar putea fi explicat prin temperatura de topire mai mare a PS și PET (240 °C pentru PS și 212-265 °C pentru PET) atunci când le comparăm cu poliolefinele PO. Această caracteristică se apropie de PS de PET, excluzându-l din clusterul (1), inclusiv PE și PP, propus prin utilizarea altor criterii. PE și PP au o temperatură de topire mai scăzută (HDPE: 120-135 °C; LDPE: 70-100°C și PP: 130-171°C).

Acest aspect determină eventual includerea produselor intermediare de combustie sau a materialelor de umplură cu PO și PVC într-o masă lipicioasă de PS și PET topit, afectând în final mecanismul de ardere al fracțiilor reziduale și, în consecință, conținutul de cenușă.

Probabil, aceasta este cauza pentru care mulți cercetători au raportat un conținut mai mare de cenușă pentru fracțiunile deșeurilor polimerice, în comparație cu cele polimerice individuale. De exemplu, analiza MSW din depozitul de deșeuri din Piyungan, Yogyakarta, Indonezia, a condus la un conținut de cenușă al fracțiunii de plastic de aproximativ 10%, în timp ce analiza elementară arată un procent ridicat de O, adică un procent probabil ridicat de PET [20]. De asemenea, analiza fracției organice a MSW colectate din orașul Hyderabad din Pakistan a conținut o fracție de plastic cu un procent ridicat de O care generează aproximativ 5% de cenușă [21].

Analiza apropiată a deșeurilor solide municipale (MSW) din Ado-Ekiti, statul Ekiti, Nigeria, arată pentru fracția polimerică un conținut de cenușă de aproximativ 12% [22].

Pedersen și colab. [19] au raportat un comportament semnificativ diferit al PET-ului prin comparație cu PE și PP, atunci când au fost arse într-un cuptor cu tambur rotativ încălzit electric. Aproape imediat după injectare, peletii de PET s-au lipit de peretele tamburului, unde au rămas în timpul devolatilizării și arderii carbonului. Van Der Geld și colab. au evidențiat, de asemenea, diferențe importante în rata de regresie a arderii a PS și PE [23].

Toate rezultatele obținute în studiul experimental au condus la următoarele concluzii:

- alterarea structurii chimice a polimerilor, în timpul celui de-al doilea ciclu de viață, nu este foarte mare. Mai important decât degradarea polimerilor individuali în procesul de reciclare este eficacitatea separării polimerilor. Acesta pare să influențeze dominant atât conținutul de energie, cât și proprietățile mecanice ale materialului reciclat. Ultimele se datorează în principal incompatibilității polimerilor și ca urmare a separării fazelor.
- măsurătorile calorimetrice arată că degradarea chimică în timpul reprocesării deșeurilor polimerice prin amestecarea topiturii și termoformarea este minoră, fapt care permite reciclarea multiplă a PO-urilor. După aceea, când proprietățile mecanice nu vor mai atinge valorile cerute pentru aplicarea specifică, din cauza ruperii lanțului polimeric, oxidării sau contaminării, reciclarea prin incinerare ar putea fi aplicată datorită scăderii foarte scăzute a căldurii de ardere în timpul reprocesării și noilor cicluri de viață.
- în conformitate cu clasificarea actuală a polimerilor din deșeuri, pe baza analizei proximale și finale, rezultatele au găsit un comportament similar pentru PE și PP (clasa 1) și PET (clasa 3) în amestecurile de fracțiuni complexe. PS, inclus inițial în clasa 1, se comportă diferit de PE și PP, fiind mai aproape de PET (care are cea mai apropiată temperatură de topire), astfel influențând negativ valorile puterii calorice  $Q$  a fracțiilor și participând la creșterea conținutului de cenușă. Incinerarea amestecului complex de polimeri trebuie să ia în considerare influența reciprocă a tipurilor și concentrației componentelor amestecului, precum și a valorilor temperaturii de solidificare,  $T_g$ , și temperaturii de topire,  $T_m$ , ale componentelor asupra mecanismului de ardere.

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

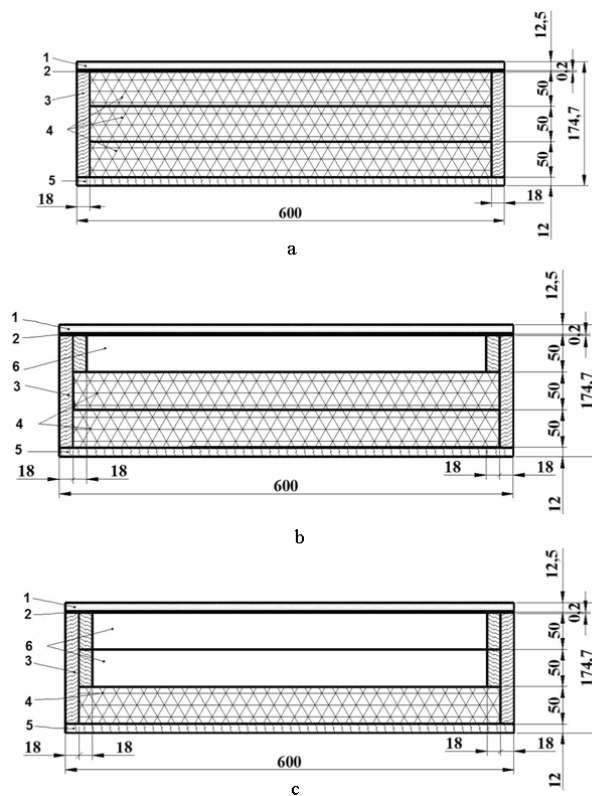
1. Costiuc L., L. Baltas, S. Patachia, M. Tiorean, A. Lunguleasa, *Influence of reprocessing by melt-mixing and thermo-formation of polyolefin fractions, separated from wastes, on their calorific power*, Bulgarian Chemical Communications **50** (2018), pp.165-171, ISSN:0324-1130, FI-2017=0.242, BDI: WOS, SCOPUS, [http://www.bcc.bas.bg/bcc\\_volumes/Volume\\_50\\_Special\\_G\\_2018/50G\\_PD\\_165-171.24.pdf](http://www.bcc.bas.bg/bcc_volumes/Volume_50_Special_G_2018/50G_PD_165-171.24.pdf)

2. Balteș 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

### 2.4.1 Introducere

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 plăci 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. Stratul de aer a fost plasat la contactul cu plăcile de gips-carton pentru toate configurațiile. Structurile de referință (vată minerală și polistiren ca materiale izolatoare) au format trei dintre configurațiile stabilite, și anume: un material izolator cu grosimea de 150 mm numai (vată minerală sau polistiren) și straturi de aer cu grosimi de 100 mm și respectiv 50 mm.



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

S-au testat unsprezece structuri care au fost supuse măsurătorilor coeficientului de conductivitate termică ( $\lambda$ ). 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  $100\text{ mm}$ , pentru care s-a obținut o valoare de  $0,120\text{ W/m.K}$ .

#### 2.4.2 Concluzii

În acest studiu, a fost investigată teoretic și experimental conductivitatea termică a structurilor de pereți din lemn folosind paie de stuf ca materiale termoizolante. Rezultatele au fost comparate cu structuri similare în care au fost utilizate materiale izolatoare obișnuite, cum ar fi vata minerală (RW) și polistiren (EPS). Cea mai bună performanță termică aparține structurilor RW și EPS fără strat de aer ( $0,049\text{ W/m.K}$  și respectiv de  $0,055\text{ W/m.K}$ ). Studiul experimental arată că odată cu creșterea grosimii stratului de aer în interiorul acestor structuri  $\lambda$  crește cu cca.  $15\%$  pentru grosimea de  $50\text{ mm}$  și în jur de  $60\%$  pentru grosimea de  $100\text{ mm}$ .

O variație mai mică a coeficientului de conductivitate termică pe parcursul întregului ciclu de testare a fost atinsă de structurile de pereți care folosesc stuf, pentru care  $\lambda$  a fost în intervalul de la  $0,076\text{ W/m.K}$  la  $0,077\text{ W/m.K}$  pentru structurile având grosimile stratului de aer până la  $50\text{ mm}$  și de  $0,120\text{ W/m.K}$  pentru structura cu grosimea stratului de aer de  $100\text{ mm}$ . Concluzia este că aceeași performanță termică se realizează cu paie de stuf atunci când întreg spațiul din interiorul structurilor este umplut cu acest material, sau se lasă în structură goluri de aer de  $10\text{ mm}$ ,  $20\text{ mm}$  sau  $50\text{ mm}$  grosime.

Variația temperaturilor de la cele negative la cele pozitive în timpul ciclului de testare împreună cu apariția fenomenului de transport de umiditate, împreună cu creșterea umidității în interiorul cavităților de aer, mărește valorile coeficientului de conductivitate termică datorită mișcării mai intense a aerului umed și apariția convecției și difuziei.

Pe baza măsurătorilor s-au găsit și ecuații polinomiale de regresie pentru a prezice corelația dintre coeficientul de conductivitate termică și densitatea structurilor analizate.

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

Georgescu, S.V., Coșereanu, 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>



### 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]. Ecuațiile 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). Parametrii modelului sunt temperatura aerului ambiant, valorile radiației solare pe suprafața radiației solare normale la suprafață, temperatura solului din interiorul serei și temperatura solului pentru zona Brașovului, sezon de vară, în ziua de 1 iulie. Acești parametri pot fi modificați pentru orice zi calendaristică și pot acoperi un anotimp sau pe durata întregului an. Un program de calculator a fost scris în limbajul de programare din Engineering Equation Solver (EES), folosind ecuațiile algebrice descrise mai jos. S-a obținut un sistem neliniar de ecuații. Rezultatele urmărite după rularea modelului sunt: temperatura suprafețelor exterioare a serei, temperatura aerului din interior, temperatura suprafeței materialului interior, temperatura solului neacoperit și fluxurile de energie corespunzătoare domeniilor modelate. Umiditatea relativă a aerului din interior se calculează în funcție de temperatură și presiune folosind relații psihrometrice specifice aerului umed real.

**Bilanțul general de energie** ale componentelor care intră în descrierea modelului matematic al serei **pentru acoperișul acesteia** este:

$$\dot{Q}_1^{\text{cov}} - \dot{Q}_2^{\text{cov}} - \dot{Q}_3^{\text{cov}} + \dot{Q}_4^{\text{cov}} + \dot{Q}_5^{\text{cov}} + \dot{Q}_6^{\text{cov}} + \dot{Q}_7^{\text{cov}} - \dot{Q}_8^{\text{cov}} + \dot{Q}_9^{\text{cov}} - \dot{Q}_{10}^{\text{cov}} = 0 \quad (3.1.1)$$

unde

$$\dot{Q}_1^{\text{cov}} = I_g A_{ci} \alpha_c + I_g A_{cii} \alpha_c (1 + \tau_c) \text{ radiația solară absorbită de acoperiș} \quad (3.1.1a)$$

$$\dot{Q}_2^{\text{cov}} = h_{\text{cov}} A_c (T_c - T_{\text{amb}}) \text{ fluxul convectiv de căldură de la acoperiș la aerul exterior} \quad (3.1.1b)$$

$$\dot{Q}_3^{\text{cov}} = \varepsilon_{\text{sky}} \sigma T_{\text{sky}}^4 A_c \alpha_{ct} - \varepsilon_c \sigma T_c^4 A_c \text{ fluxul radiant dintre acoperiș și atmosferă} \quad (3.1.1c)$$

$$\dot{Q}_4^{\text{cov}} = I_{gh} \tau_c A_{ca} \rho_{ca} \alpha_c \text{ radiația solară reflectată de cultură și absorbită de acoperiș} \quad (3.1.1d)$$

$$\dot{Q}_5^{\text{cov}} = I_{gh} \tau_c A_{sb} \rho_{sb} \alpha_c \text{ radiația solară reflectată de sol și absorbită de acoperiș} \quad (3.1.1e)$$

$$\dot{Q}_6^{\text{cov}} = \varepsilon_{ca} \sigma T_{ca}^4 A_{ca} \alpha_{ct} \text{ radiația termică emisă de cultură și absorbită de acoperiș} \quad (3.1.1f)$$

$$\dot{Q}_7^{\text{cov}} = \varepsilon_{\text{soil}} \sigma T_{\text{soil}}^4 A_{\text{soil}} \alpha_{ct} \text{ radiația termică emisă de sol și absorbită de acoperiș} \quad (3.1.1g)$$

$$\dot{Q}_8^{\text{cov}} = h_{\text{cin}} A_c (T_c - T_{\text{air}}) \text{ fluxul convectiv de la acoperiș la aerul interior al serei} \quad (3.1.1h)$$

$$\dot{Q}_9^{\text{cov}} = 0 \text{ căldura latentă de condensare la interiorul peretelui acoperișului} \quad (3.1.1i)$$

$$\dot{Q}_{10}^{\text{cov}} = \varepsilon_c \sigma T_c^4 A_{ca} (1 - F_c) \text{ radiația termică emisă de peretele interior al acoperișului} \quad (3.1.1j)$$

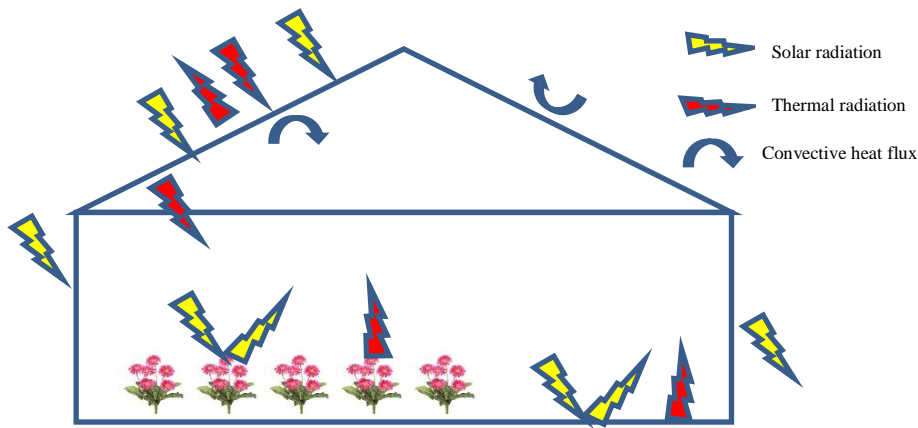


Fig. 3.1.1. Energy balance of the greenhouse cover

Bilanțul de energie pentru aerul interior al serei:

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

unde:

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

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

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

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

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

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

Bilanțul de energie pentru suprafața expusă pentru plantele de cultură:

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

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

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

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

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

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

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

Proprietățile materialelor utilizate în modelul de simulare, cum ar fi absorptivitatea, reflectivitate, emisivitate, conductivitate etc. sunt selectate din literatură pentru materialele utilizate pentru această seră modelată. Unii parametri sunt determinați de relațiile folosite în transferul de căldură, adică de factorii de formă a peretelui. Valorile proprietăților materialelor utilizate în model sunt prezentate în Tabelul 1 din [xx], iar valorile vitezei vântului și factorului de formă sunt date în Tabelul 2 din [2].

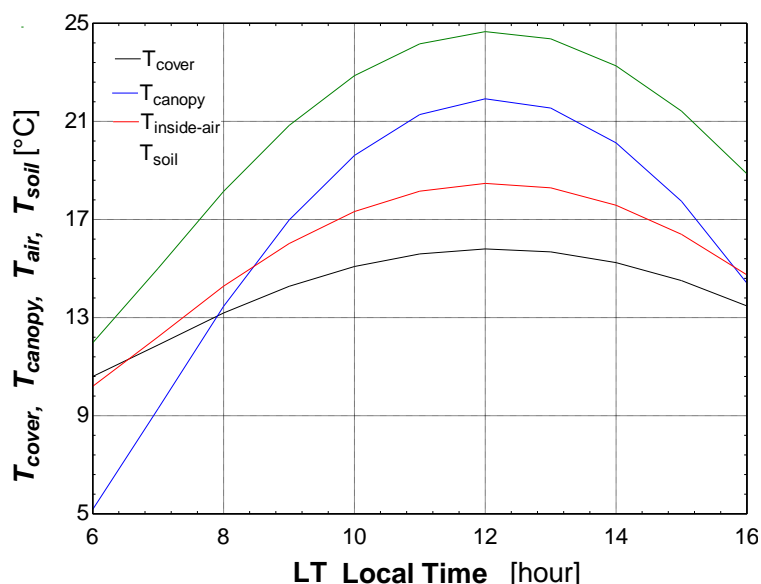


Fig. 3.1.2 Temperature evolution for greenhouse during a summer day.

Ecuțiile 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 seriei.

Evoluția temperaturii pe durata zilei este prezentată în figura 3.1.2.

Se poate observa din simularea făcută că temperaturile maxime sunt obținute pentru ora 12.00 a zilei, și dacă temperatura acoperișului seriei atinge un maxim de aproximativ  $+25^{\circ}\text{C}$ , temperatura suprafeței plantelor atinge  $22^{\circ}\text{C}$ , este mai mare decât temperatura aerului interior de  $19^{\circ}\text{C}$  și a solului de  $16^{\circ}\text{C}$ .

### Aceste rezultate au fost diseminate în 2 articole indexate SCOPUS:

Bodolan C., Costiuc L.(autor corespondent), Brătucu C., *A Theoretical Mathematical Model For Energy Balance In Greenhouses*, Bulletin of the Transilvania University of Brașov, 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](http://webbut2.unitbv.ro/BU2015/Series%20II/Contents_II_AFE.html)

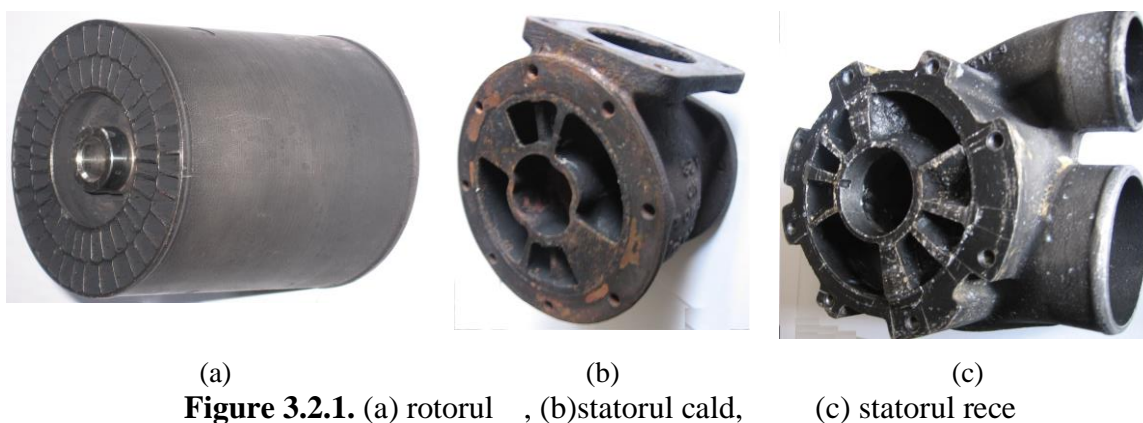
Bodolan C., Costiuc L., Brătucu C., *Greenhouse Energy Management Simulation Model*, revista:Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Series II: Forestry - Wood Industry -Agricultural Food Engineering, Vol. 9(58) – 2016, pp. 51-58, ISSN: 2065-2135, BDI:SCOPUS, [http://webbut2.unitbv.ro/BU2016/Series%20II/Contents\\_II\\_AFE.html](http://webbut2.unitbv.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

### 3.2.1 Principiul de funcționare

Funcționarea PWS se bazează pe capacitatea undelor de presiune generate de a transfera energie de la gazele de ardere în aerul de admisie. Acest proces se realizează cu un așa numit compresor cu unde de presiune. Geometria PWS constă dintr-un rotor (numit în engleză wave-rotor) cu canale în formă paralelă cu axa de rotație, care sunt poziționate radial pe unul sau mai multe rânduri (Fig.1a). PWS la viteze de rotație mari, prin intermediul undelor de soc formate, transferă energia în interiorul canalelor direct de la gazele de evacuare către aerul proaspăt admis, cele două fluide fiind în contact direct pentru o durată scurtă de timp. Fluidele sunt: gazele fierbinți de înaltă presiune (HPG) și aerul rece de joasă presiune (LPA), iar interacțiunea lor induce o creștere de presiune, deoarece gazele de evacuare comprimă aerul proaspăt admis. În interiorul canalelor rotorului procesul este extrem de rapid, astfel, fenomenul de amestecare dintre cele două fluide este nesemnificativ.



**Figure 3.2.1.** (a) rotorul , (b) statorul cald, (c) statorul rece

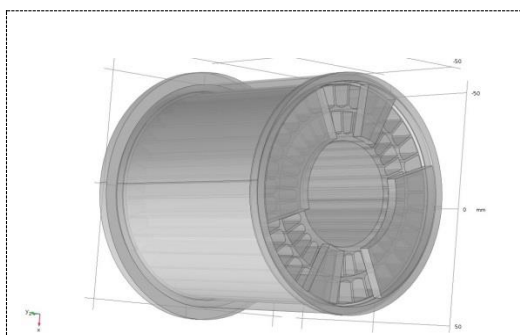
Rotorul se învârtă în interiorul unei carcase metalice, fiind centrat între două plăci de capăt fixe (Figura 1a.): una conectată la galeria de admisie, numită „stator rece” (Figura 1b.) și una conectată la galeria de evacuare a gazelor arse, numită „ stator cald” (Figura 1c.).

Rotorul este antrenat de un mecanism de antrenare cu curea sau cu un motor electric independent, și turația acestuia este un multiplu al turației motorului [2].

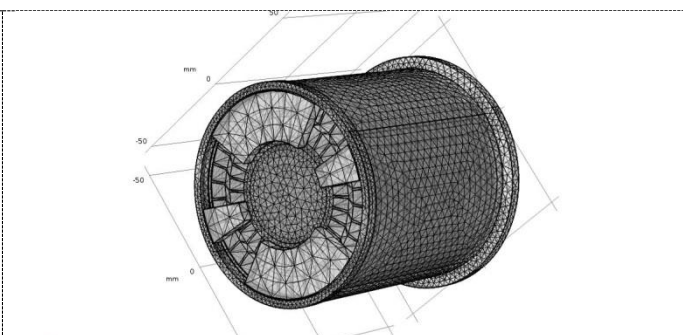
### 3.2.2 Modelarea numerică folosind metoda elementelor finite [2]

Abordarea din punct de vedere numeric pentru simularea proceselor care au loc în acest tip de compresor este foarte provocatoare, mai ales că pachetele software dedicate simulării curgerii fluidelor cuplate cu ecuația energiei pentru a include și transferul de căldură, precum Comsol, Ansys, Xflow, nu se "descurcă" foarte bine la simularea curgerii cu viteze mari, în canale înguste și în mișcare de rotație cu turații ridicate decât în cazuri simplificate care folosesc condiții de periodicitate sau de simetrie, care reduc numărul de elemente finite în sensul reducerii timpului de calcul. Modelul folosit în continuare a fost modelat complet 3D pentru a evidenția curgerea prin toate cele 4 porturi de intrare/ieșire și canalele rotorului ale compresorului cu unde de presiune

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 Compresor CX-93 cu patru porturi. Discretizarea geometriei rezultate în urma operațiilor de reparare sunt prezentate în Figura 3.2.3 constând din 2386820 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 3.2.2.** PWS imported geometry.



**Figure 3.2.3.** PWS resulted mesh.

În simulare aerul este considerat gaz compresibil și proprietățile de material precum: căldura specifică, conductivitatea termică, viscozitatea sunt considerate ca funcții de temperatură. De asemenea, s-au folosit ecuațiile specifice unui model Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)  $k-\varepsilon$  pentru domeniul de aer. S-au inclus ecuațiile pentru energia cinetică în regim turbulent  $k$  și disipările  $\varepsilon$  și pentru domeniul rotațional.

Simularea a fost realizată în regim nestaționar (time-dependent). În prima etapă a studiului s-au estimat valorile inițiale ale câmpului de viteze și presiune folosind metoda denumită frozen-rotor folosind criteriile de convergență a erorilor relative de calcul ale variabilelor de 0,1%. Cu aceste estimări pentru întregul domeniu geometric 3D s-a trecut la rularea în regim nestaționar și turbulent, folosind cuplarea ecuațiilor diferențiale de conservare a masei, momentului cu ecuația de conservare a energiei.

Condițiile de intrare și ieșire pentru porturile de gaze arse și aer au fost considerate viteza și presiunea fluidelor pentru intrări, doar condiții de presiune pentru ieșiri. Condițiile inițiale, așa cum am precizat anterior, au fost preluate de la studiul cu metoda „frozen-rotor”. Întregul domeniu de aer în mișcare din rotor este considerat în rotație axială cu turația  $n=12600$  rpm. Parametri și condițiile de frontieră sunt prezentați în tabelul 3.2.1

Table 3.2.1. Date de intrare pentru model

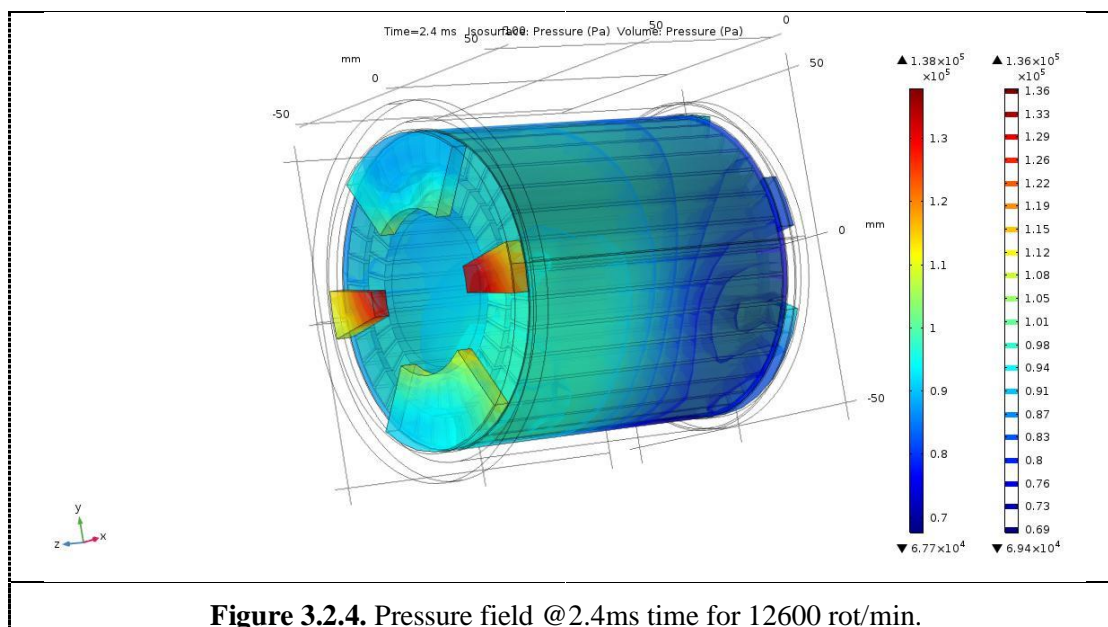
Proprietate	Valoare	UM
Aer proaspăt intrare, presiunea	$0.98 \cdot 10^5$	$N m^{-2}$
Aer proaspăt intrare, temperatura	293	K
Gaze arse intrare, presiunea	$1.80 \cdot 10^5$	$N m^{-2}$
Gaze arse intrare, temperatura	1465	K
Raportul căldurilor specifice $c_p/c_v$	1.4	-
Constanta aerului R	287	$J kg^{-1}K^{-1}$
Lungimea canalului din rotor $L_{ch}$	93	mm
Diametrul rotorului $D_R$	93	mm
Turația rotorului $n$	12600	rpm

### 3.2.3 Rezultate obținute

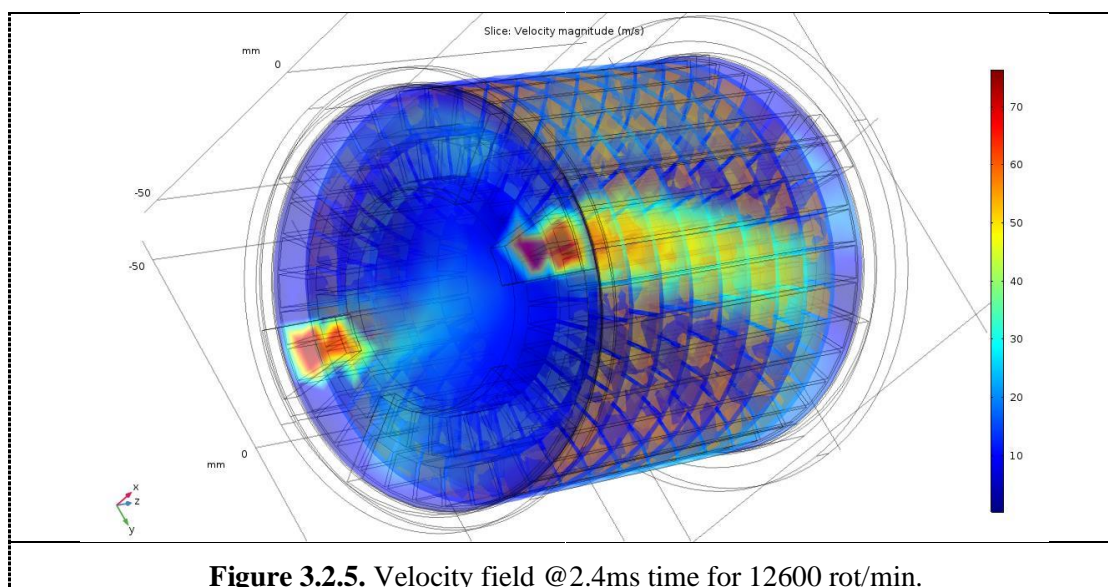
Rezultatele în urma rulării modelului 3D sunt prezentate în formă grafică folosind reprezentarea volume-field și surface-field. Figura 3.2.4 prezintă distribuția presiunii în canalele PWS și în porturile de aer vizibile în partea stângă a imaginii, iar în Figura 3.2.5 se prezintă câmpul de viteze la 2.5 msec. de funcționare.

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 iesire. 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.





Porturile de aer PWS sunt în partea dreaptă a figurii care arată că gazele arse intră cu o valoare maximă de 75 m/s prin orificiile de admisie și se deplasează spre partea de aer. Din cauza domeniului de rotație al rotorului, câmpul de viteză este deviat de la orificiile de admisie a gazelor de eșapament la orificiile de aer.



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.



Fenomenele complexe care au loc în interiorul celulelor înguste ale rotorului i-au provocat pe cercetători timp de mai bine de un secol încercând să descrie comportamentul fluidului, să găsească noi configurații sau să facă ajustări geometrice pentru elementele PWS. Supraalimentatoarele cu unde de presiune prezintă avantaje care nu pot fi ignorate, cum ar fi timpul de răspuns foarte mic, sau simplitatea constructivă. Tehnologiile actuale fac această sarcină mai ușoară pentru realizarea de studii bazate pe simulare teoretică, precum și pe simulare computațională, dar și cercetare experimentală, care ar putea ajuta în cele din urmă la implementarea unor idei noi.

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

1. 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>
2. 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.
3. 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 răcitorului. 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. rezultată din proiectarea CAD a dulapului frigorific. În figura 3.3.2. este rezultatul discretizării domeniului interior de aer. Analiza s-a realizat complet în 3D deoarece structura și configurația canalelor de aer nu au simetrie sau periodicitate. Regimul de curgere al aerului s-a considerat turbulent inițial fără cuplarea cu transferul de căldură.

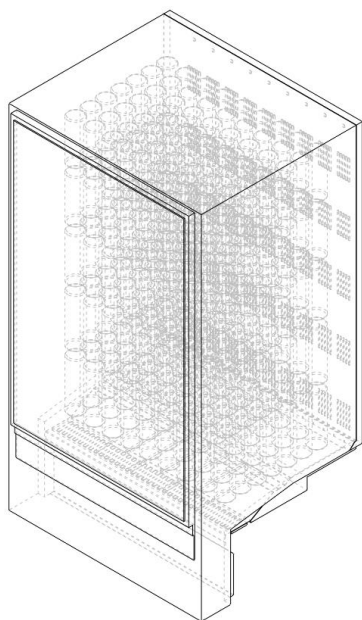


Figura 3.3.1

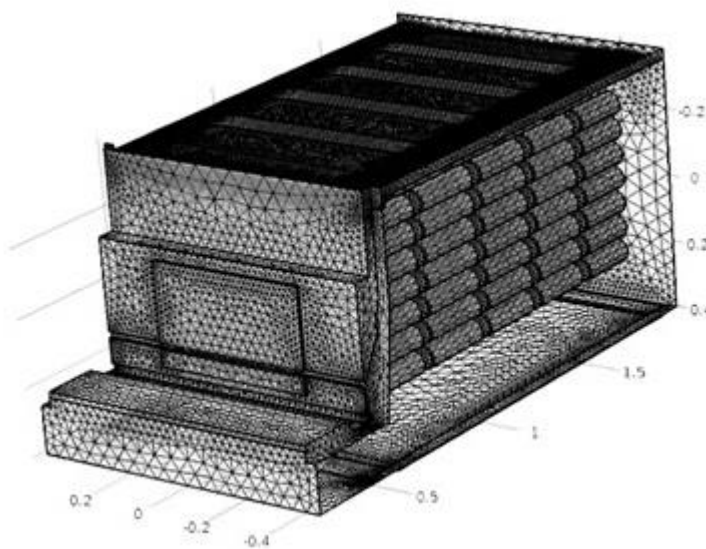


Figura 3.3.2 Discretizarea domeniului de aer

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. Astfel, partea superioară a cabinetului nu este foarte bine ventilată, deci implicit să fie răcită corespunzător. În acest sens, dozele aflate în partea inferioară se vor răci mai repede deoarece viteza aerului este mare, iar cele din partea superioară vor rămâne mai calde.

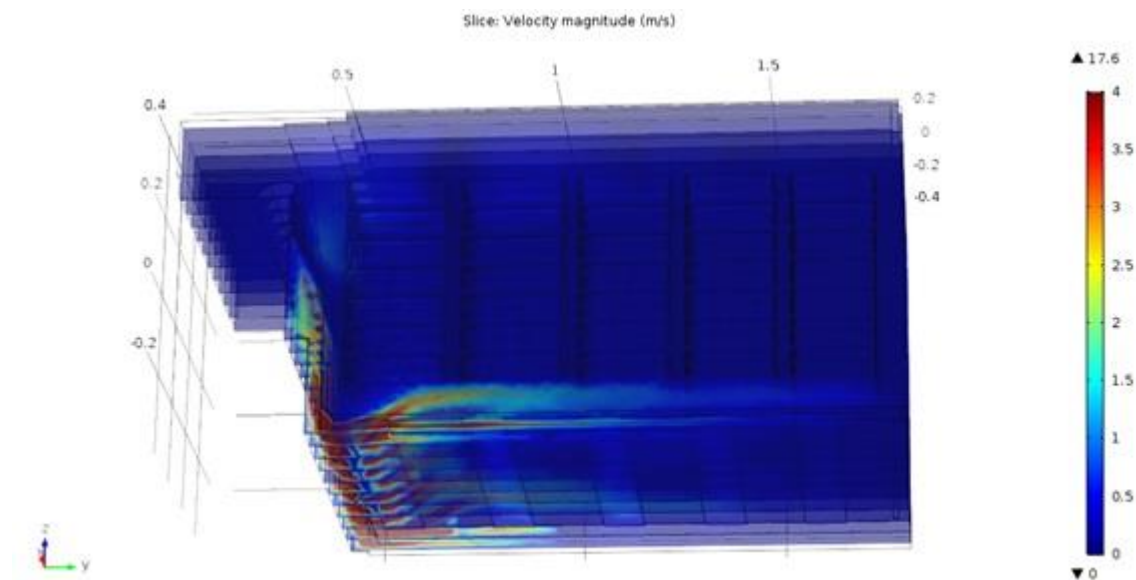


Figura 3.3.3 Câmpul de viteze în interiorul dulapului frigorific

Din figura 3.3.4 se poate observa o cădere mare de presiune între grila de introducere și de evacuare de 220 Pa care confirmă faptul că curentul de aer se închide în partea inferioară a cabinetului, la primul rând de doze.

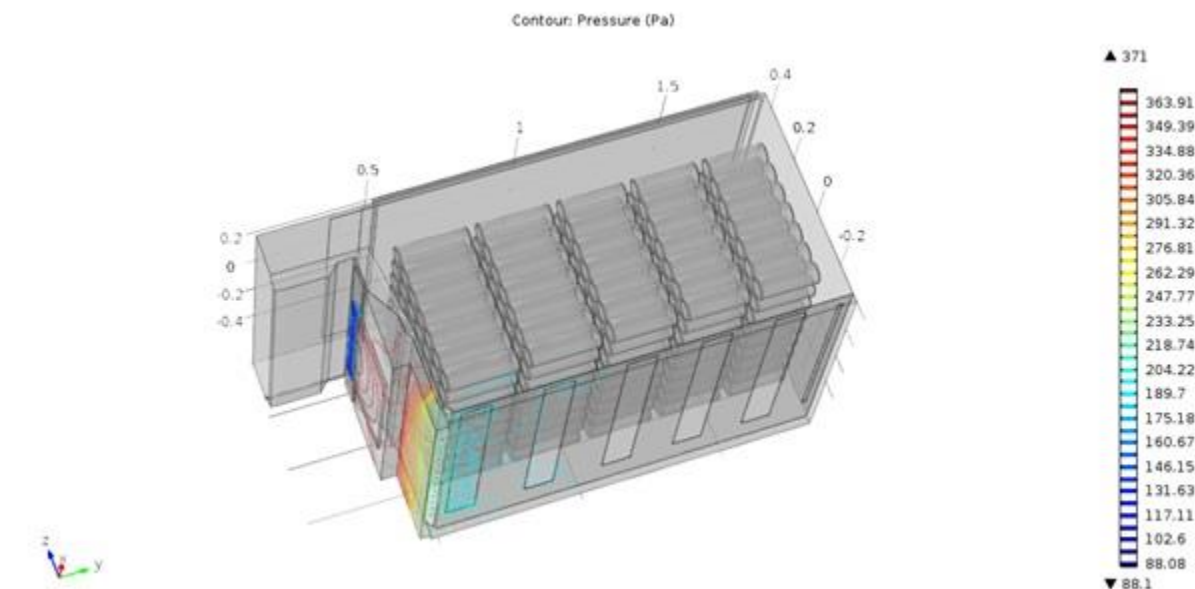


Figura 3.3.4 Presiunea în grila de admisie/evacuare a dulapului frigorific

Aceste observații duc la necesitatea unor modificări constructive în sensul reducerii căderii de presiune, asigurarea unui debit de aer uniform pentru toate rafturile de doze. În acest sens, s-au operat optimizări constructive pentru toate pasajele din grila de introducere și evacuare. Modificările constructive au urmărit redimensionarea grilelor, adăugarea de voleturi de direcționare, rotunjiri ale suprafețelor adiacente.

Rezultatele obținute în urma simulărilor ulterioare sunt prezentate în figurile 3.3.5–3.3.7.

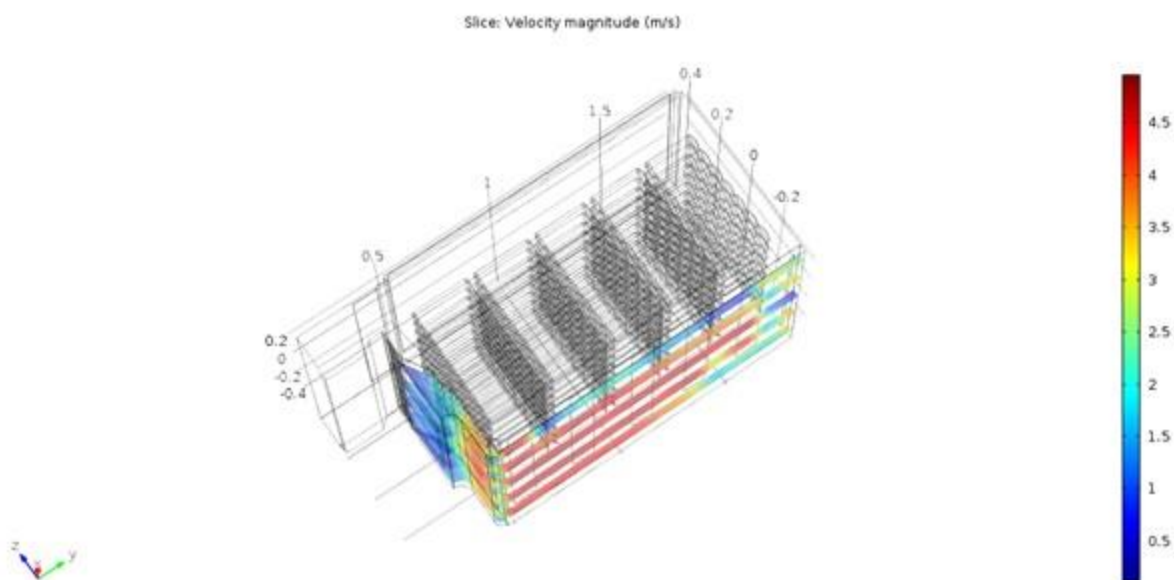


Figura 3.3.5 Câmpul de viteză în varianta optimizată

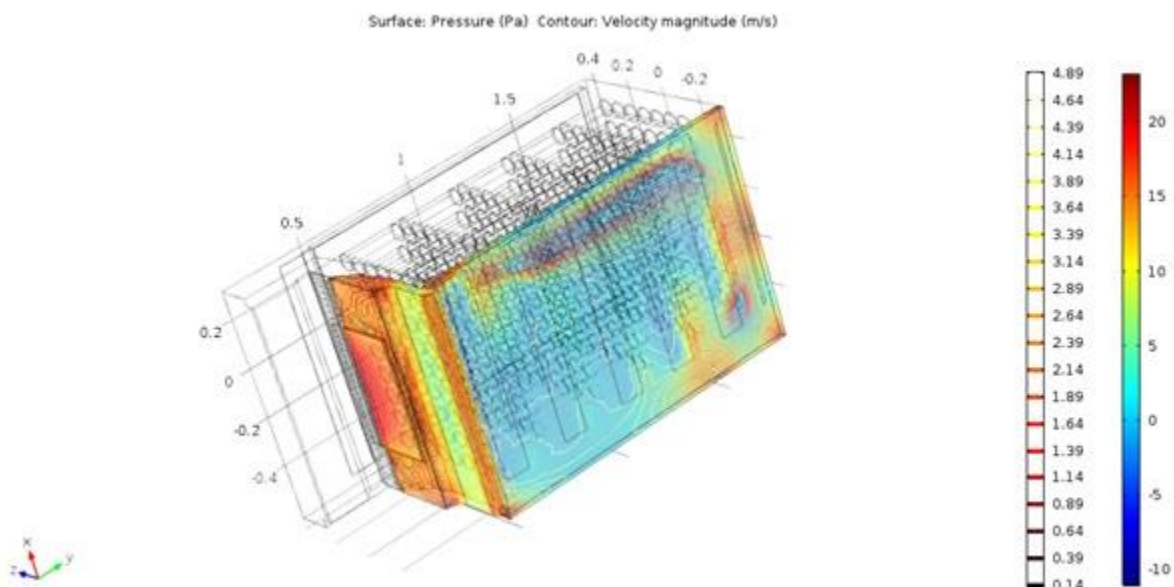


Figura 3.3.5 Câmpul de viteză și presiunea în varianta optimizată

În urma optimizării constructive s-a reușit ventilarea părții superioare a dulapului frigorific, asigurarea unor căderi de presiune considerabil mai mici (de la 220 Pa la 30 Pa) și ventilarea uniformă a rafturilor.

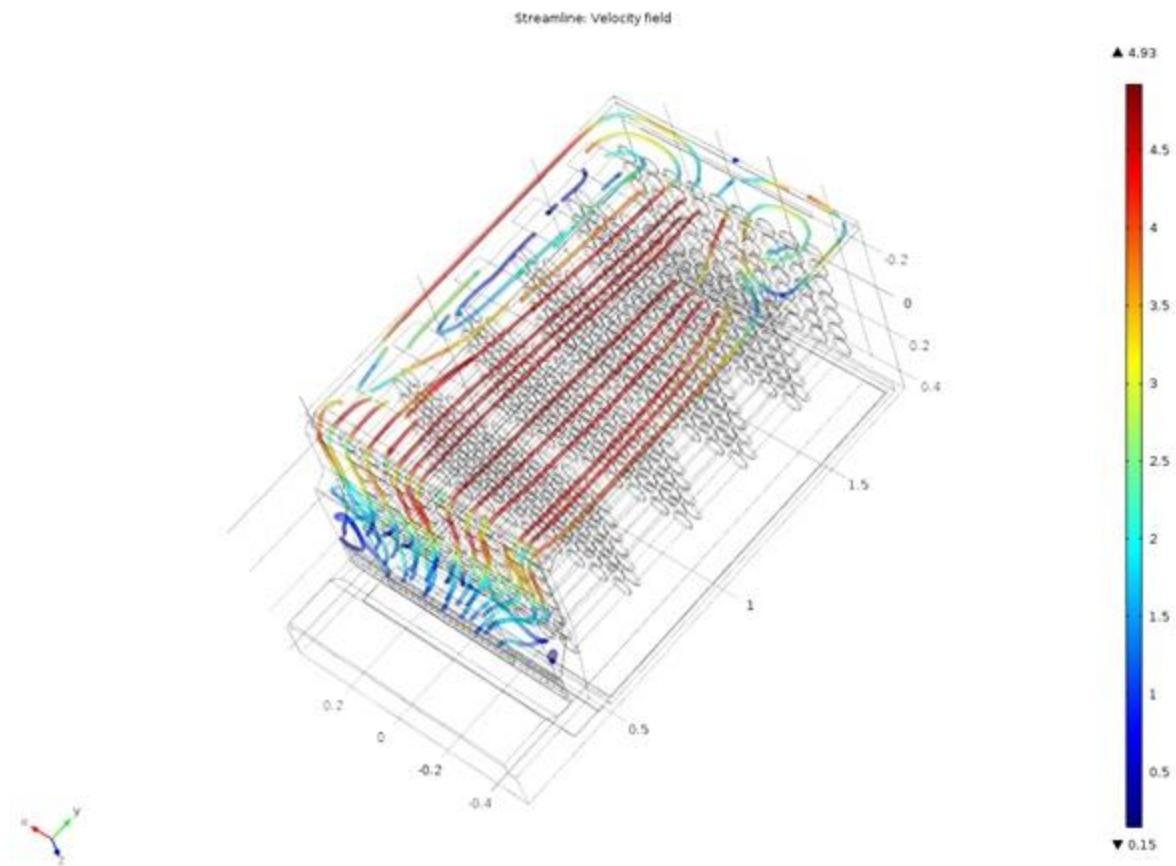


Figura 3.3.7 Câmpul de viteză în varianta optimizată

**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 , Suma = 2220 EUR

**(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei****Educație**

În perioada 1980-1984 am urmat cursurile Liceului de matematică-fizică "Vasile Alecsandri" din Galați, specializarea matematică-fizică. În 1984 după absolvirea liceului, am dat examen de admitere la Facultatea de Mecanică, din cadrul Universității din Galați și am fost admis la secția de Mașini Termice, specializarea Frigotehnie - unică în România la acel moment. În 1985, după efectuarea stagiului militar cu termen redus, am început Facultatea de Mecanică din cadrul Universității din Galați, pe care am absolvit-o în anul 1990, *cu media generală de promovare a anilor de studii: 9.41 și media examenului de diplomă: 10.*

În Tabelul 1 sunt prezentate informațiile privind studiile efectuate.

Activitatea universitară am început-o în octombrie 1990 ca urmare a câștigării concursului de preparator universitar scos la concurs de către Universitatea din Galați la catedra de Termotehnică și Mașini Termice. Cercetările pentru doctorat le-am făcut sub îndrumarea științifică a domnului prof. univ. dr. ing. Arădău Dumitru, și din 1998 sub îndrumarea științifică a domnului prof. univ. dr. ing. Iosifescu Constantin, cărora le sunt profund recunoscător.

*Tabelul 1. Studii efectuate de autorul tezei de abilitare*

Perioada	Instituția	Diplomă/grad
1980 – 1984	Studii liceale (4 ani) Liceului de matematică-fizică "Vasile Alecsandri" din Galați	Bacalaureat
1985 - 1990	Studii de învățământ superior (5 ani), Facultatea de Mecanică, Universitatea din Galați	Diplomă de inginer mecanic, Mașini termice
1994 - 1999	Studii doctorale, Facultatea de Mecanică, Universitatea Dunărea de Jos din Galați	Diplomă de doctor în domeniul inginerie mecanică, ramura de știință Tehnică, specializarea Mașini și echipamente termice.

**Activitatea didactică****1 Evoluția academică**

Autorul tezei de abilitare a devenit membru al corpului profesoral al Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice, din cadrul Facultății de Mecanică, din anul 1990,

parcurgând până în 2022 treptele carierei universitare începând de la preparator până la conferențiar (cf. Tabelul 2) la Universitatea Dunărea de Jos din Galați. În anul 2002 m-am transferat la Catedra de Termotehnică și Mecanica Fluidelor, din cadrul Universității Transilvania din Brașov, unde am întâlnit un colectiv primitor și dedicat sub conducerea domnului prof. univ. dr. ing. Postelnicu Adrian.

Tabelul 2. Evoluția carierei universitare a autorului

Perioada	Locul de muncă	Funcția
octombrie 1990 - octombrie 1993	Facultatea de Mecanică, Universitatea Dunărea de Jos din Galați	Preparator universitar
octombrie 1993 - octombrie 1997	Facultatea de Mecanică, Universitatea Dunărea de Jos din Galați	Asistent universitar
februarie 1998 - martie 2002	Facultatea de Mecanică, Universitatea Dunărea de Jos din Galați	Șef lucrări
martie 2002 - octombrie 2002	Facultatea de Mecanică, Universitatea Dunărea de Jos din Galați	Conferențiar universitar
octombrie 2002 - prezent	Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea Transilvania din Brașov	Conferențiar universitar

## 2 Discipline predate

În cadrul Universității Dunărea de Jos din Galați, Facultatea de Mecanică, Catedra de Termotehnică și Mașini Termice, autorul tezei de abilitare a desfășurat activitățile didactice de curs, seminar și laborator aferente disciplinelor prezentate mai jos, fiind **titular la 10 cursuri** din Planurile de învățământ ale diferitelor programe de studii de licență, studii aprofundate și master din cadrul facultăților cu profil tehnic în perioada 1998-2002:

- Termodinamică tehnică (anul III ingineri-zi)
- Termotehnică și mașini termice (anul II, III ingineri-zi)
- Complemente de termodinamica avansată (anul VI studii aprofundate, masterat)
- Compresoare (anul IV ingineri-zi)
- Proiectare asistată de calculator a mașinilor termice (anul V ingineri-zi)
- Teoria modelării și optimizării proceselor termice (studii aprofundate și masterat)
- Tehnici experimentale avansate în procesele termice (studii aprofundate și masterat)
- Construcția și exploatarea mașinilor termice (anul III ingineri-zi)
- Metode numerice în transfer de căldură și masă (studii aprofundate și masterat)
- Noțiuni de programare și sisteme de operare [Pascal, C++] (anul I,II ingineri-zi)
- Metode numerice (anul II ingineri-zi)



- **Combaterea poluării mediului exterior (anul III ingineri-zi)**
- **Protecția mediului ambiant (anul V ingineri-zi)**
- Proiectarea optimală a mașinilor termice și instalațiilor în care au loc procese termice (masterat anul 2)
- **Proiectarea și analiza proceselor energetice (St.aprof. anul 2)**

Din 2002, în cadrul Universității Transilvania din Brașov, Facultatea de Inginerie Mecanică, Catedra de Termotehnică și Mecanica Fluidelor, ulterior denumită Departamentul de Inginerie Mecanică, autorul tezei de abilitare a desfășurat activitățile didactice de curs, seminar și laborator aferente disciplinelor prezentate în Tabelul 3, fiind *titular la 8 cursuri* din Planurile de învățământ ale diferitelor programe de studii de licență din cadrul facultăților cu profil tehnic.

*Tabelul 3. Discipline predate de autorul tezei de abilitare*

Calitatea	Denumirea și perioada activității
Coordonator de disciplină	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2014 – prezent: <b>Termotehnică și mașini termice</b> , curs pentru anul III, sem. I, Autovehicule rutiere ZI
Coordonator de disciplină	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2002 – prezent: <b>Termotehnică</b> , curs pentru anul II, sem. II, Design industrial (Fac.DPM), Ingineria sudării, Ingineria securității în industrie (Fac. SIM) ZI
Coordonator de disciplină	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2016 – prezent: <b>Fizică II</b> , curs pentru anul II, sem. I, Ingineria produselor alimentare (Fac.AT), Controlul și expertiza produselor alimentare (Fac. AT) ZI
Coordonator de disciplină	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2013 – 2018: <b>Informatică aplicată</b> , curs pentru anul I, sem. I, Inginerie mecanică FR
Coordonator de disciplină	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2014 – 2020: <b>Proiectarea asistată de calculator</b> , curs pentru anul I, sem. II, Inginerie mecanică FR



Coordonator de disciplină, formator	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2016 – prezent: <b>Termotehnică</b> , curs pentru anul III, sem. I, Inginerie mecanică, Autovehicule rutiere ZI și IFR
Coordonator de disciplină	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2018 – 2021: <b>Acționări hidraulice și pneumatice</b> , curs pentru anul III, sem. I, Inginerie mecanică, ZI și IFR
Coordonator de disciplină	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2018 – prezent: <b>Fenomene de transfer</b> , curs pentru anul IV, sem. I, Inginerie mecanică, IFR
Formator	Elaborare suport curs, materiale didactice auxiliare, pregătire tutoriale / din anul 2017 – prezent: <b>Mecanica fluidelor</b> , curs pentru anul III, sem. II, Inginerie mecanică, Autovehicule rutiere, IFR

### 3 Calitatea actului didactic

În privința calității actului didactic aceasta s-a concretizat prin implicarea pro-activă în adaptarea activităților didactice de la disciplinele predate și modernizarea acestora, în concordanță cu cerințele și modelele naționale și/sau internaționale. În procesul de educațional autorul folosește metodele clasice de predare și tehnicile moderne pentru a facilita studenților înțelegerea noțiunilor predate.

Publicațiile care susțin actul didactic sunt: prim autor al cursurilor „**Termotehnică și mașini termice**” apărut în anul 2013, „**Mecanica fluidelor - Fluid mechanics**” bilingv (2014), coautor al cursului „**Mecanica fluidelor – curs și lucrări aplicative**” (2015) la Ed. Universității Transilvania din Brașov, precum și al suporturilor de curs în format electronic disponibile pe platforma universității, „**Informatică aplicată - suport de curs pentru ID-FR**” (2013-2018) și „**Programarea calculatoarelor și limbaje de programare - suport de curs pentru ID-IFR**” (2013-2018), ca să menționez câteva dintre ele.

De asemenea, sunt prim-autor al unei culegeri de probleme: Costiuc L., Costiuc I. (2001) **Termotehnică și mașini termice, Culegere de probleme**, Ed. Evrika Brăila, publ. la ZIGOTTO Galați(cod CNCSIS 262), ISBN:973-8052-59-9, și coautor al lucrărilor de laborator aferente disciplinelor **Termotehnică și mașini termice și Mecanica fluidelor** concretizate în 3 îndrumare de lucrări practice:

1. V.B. Ungureanu, Gh.Băcanu, D. Șova, V.Sandu, L.Costiuc (2010) **Termodinamică. Aplicații practice / Thermodynamics. Practical works, suport bilingv** - format electronic- Ed. Universității Transilvania din Brașov, ISBN: 978-973-598-832-6

2. Şova M., Costiuc L., Şova D., ş.a. , (2004) *Lucrări practice de termotehnică, maşini şi instalaţii termice* - format tipărit- Universitatea Tranilvania Braşov,
3. Ungureanu V.B., L. Costiuc, Țârulescu R.(2015) *Mecanica fluidelor - Curs şi lucrări aplicative - suport de curs şi aplicaţii* - format electronic- Ed. Universităţii Transilvania din Braşov, ISBN:978-606-19-0696-3,

De asemenea, autorul a proiectat şi realizat următoarele standuri de laborator, contribuind astfel la dezvoltarea bazei materiale a Departamentului de Inginerie mecanică şi Departamentului de Ingineria lemnului:

1. (2015) Transmiterea căldurii în bare – Laboratorul de Termotehnică
2. (2010) :Proprietăţile termodinamice ale aerului umed – Laboratorul de Termotehnică
3. (2008) : Puterea calorică a combustibililor solizi– Laboratorul de Termotehnică

Tot în cadrul activităţii didactice am participat la organizarea de cursuri postuniversitare noi în domeniul energetic. Astfel, prezint mai jos activităţile desfăşurate de autor în acest sens:

**Noiembrie 2003** – elaborarea dosarului de evaluare pentru susţinerea cursurilor postuniversitare în domeniul auditului energetic, la Universitatea „Transilvania” din Braşov, necesar acreditării de către Agenţia Română de Conservarea Energiei, ARCE, conform cu Monitorul Oficial nr.423/17 iunie 2003, privind aprobarea Ghidului de pregătire şi examinare al cursanţilor în domeniul gestiunii energiei.

**martie-mai 2004** – elaborarea modulelor de curs la Echipamente şi instalaţii energetice: cap.7 Instalaţii cu ciclu invers.

**octombrie-noiembrie 2004** – elaborarea modulelor de curs la Întocmirea şi Analiza Bilanţurilor Electroenergetice: Cap.5. Bilanţuri electroenergetice în industrie. Realizarea auditului energetic pentru instalaţii industriale. Cap.6. Aplicaţii de bilanţuri electroenergetice în sectorul terţiar. Realizarea auditului energetic pentru instalaţii de climatizare, ventilaţie şi instalaţii de încălzire.

**aprilie-iunie 2005** – elaborarea modulelor de curs la Întocmirea şi Analiza Bilanţurilor Termoenergetice: modulul B- Măsurarea mărimilor neelectrice. Cap.3. Măsurarea cantităţilor. Măsurarea debitelor. Metode speciale de măsurare. Cap.5. Analiza concentraţiei de gaze. Cap.6. Măsurarea umidităţii gazelor. Modulul Întocmirea şi Analiza Bilanţurilor Termoenergetice. Cap. 3.2, 3.7, 4.3, 4.4. Aplicaţii de bilanţuri termoenergetice la schimbătoare de căldură, instalaţii frigorifice şi pompe de căldură, cuptoare de combustibil şi reactoare.

**aprilie-iunie 2005** – elaborarea modulelor de curs la Întocmirea şi Analiza Bilanţurilor Termoenergetice: modulul B- Măsurarea mărimilor neelectrice. Cap.3. Măsurarea cantităţilor. Măsurarea debitelor. Metode speciale de măsurare. Cap.5. Analiza concentraţiei de gaze. Cap.6. Măsurarea umidităţii gazelor. Modulul Întocmirea şi Analiza Bilanţurilor Termoenergetice. Cap. 3.2, 3.7, 4.3, 4.4. Aplicaţii de bilanţuri termoenergetice la schimbătoare de căldură, instalaţii frigorifice şi pompe de căldură, cuptoare de combustibil şi reactoare.

**martie-mai 2007** – elaborarea modulelor de curs la Echipamente şi instalaţii energetice: cap.7 Instalaţii cu ciclu invers.

#### 4 Îndrumarea științifică a studenților

Autorul tezei de abilitare s-a implicat în activitățile de îndrumare a studenților la proiecte de licență și disertație coordonând peste 15 proiecte la studii de licență la ZI și ID/IFR. De asemenea, am coordonat lucrări științifice pe care studenții le-au prezentat la Sesiunile de comunicări științifice studențești organizate de către Departamentul de Inginerie Mecanică și de către Universitate la evenimentele anuale (2017-2022) Absolvenții în fața companiilor (AFCO).

#### 5 Experiența managerială

Autorul tezei de abilitare are responsabilități în managementul didactic al departamentului în care activează, managementul facultății și al universității, fiind implicat în diferite activități, și în diverse perioade (Tabelul 4).

Tabelul 4. Responsabilități privind experiența managerială

Perioadă	Activități
2004 - 2008	Secretarul științific al catedrei de Termodinamică și Mecanica Fluidelor
2008	Responsabil financiar al direcției de cercetare " Noi soluții și tehnologii în producerea și economisirea energiei", Facultatea de Inginerie Mecanică
2010 - 2012	Manager de proiect cu fonduri europene, FSE POSDRU/22/2.1/G/40291
2016 - 2022	Membri în comisia de licență ID/IFR
2016 - 2019	Responsabil cu calitatea pe departament
2017 - prezent	Prodecan al facultății de Inginerie Mecanică
2017 -prezent	Membri în comitetul de organizare AFCO
2018 - prezent	Membri al ProSME pe Universitate

#### Activitatea științifică

##### 1 Proiecte de cercetare

În perioada postdoctorală, autorul tezei de abilitare a fost implicat în 12 granturi și proiecte de cercetare, în două dintre ele în calitate de director (Tabelul 5).

Tabelul 5. Implicarea autorului tezei în cercetare științifică după obținerea titlului de doctor

Director de proiect după susținerea tezei de doctorat	
1	NrContract:POSDRU/22/2.1/G/40291, manager de proiect titlu: <i>Facilitarea inserției pe piața muncii a studenților cu program de studiu în inginerie mecanică. Practica studenților</i> , perioada:2010-2012, finantator: FSE POSDRU, NrAniDerulare:2, SumaFSE: 557100 lei, SumaUniv.încasată = 132768 lei

2	NrContract: <b>UTBv nr.8771/12.07.2018</b> titlu: <i>Calcul de optimizare sistem de refrigerare</i> , perioada:2018, finantator: TATA Technologies, , NrAniDerulare:1 , SumaUniv.încasată = 2220 EUR
---	---

<b>Membru în echipa proiectelor după susținerea tezei de doctorat</b>	
3	titlu: <i>Tehnologie ecologică de folosire eficientă și durabilă a biomasei lemnoase ca material combustibil regenerabil în vederea creării unei noi viziuni în domeniu</i> , perioada:2007-2008, finantator:CNCSIS 6GR, NrContract: <b>CNCSIS nr.945/2007</b> , Suma: 143000 lei
4	titlu: <i>Modelarea și optimizarea proceselor din instalații termoeconomice navale pe baza unor criterii termoeconomice</i> , perioada:2000-2001, finantator:CNCSIS, NrContract: <b>CNCSIS nr.863/2000</b> , Suma= 10012,15 lei
5	titlu: <i>Modelarea și optimizarea proceselor din instalații termoeconomice navale pe baza unor criterii termoeconomice</i> , perioada:1999-2000, finantator:CNCSIS NrContract: <b>CNCSIS nr.287/1999</b> , NrAniDerulare:1, Suma= 12261 lei
6	titlu: <i>Cercetarea instalațiilor frigorifice cu comprimare mecanică de vapori cu agenți ecologici. Caracteristici dinamice de funcționare ale instalațiilor frigorifice cu comprimare mecanică de vapori cu agenți ecologici</i> , perioada:1999-2000, finantator:CNCSIS, NrContract: <b>CNCSIS nr.285, 1999</b> , NrAniDerulare:1, Suma=7000 lei
7	titlu: <i>Cercetarea instalațiilor frigorifice cu comprimare mecanică de vapori cu agenți ecologici. Caracteristici statice de funcționare</i> , perioada:1998-1999, finantator:CNCSU, NrContract: <b>CNCSU nr.223, 1998</b> , NrAniDerulare:1 , Suma=7000 lei
8	titlu: <i>Cercetarea instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică de vapori cu agenți ecologici-Optimizarea termodinamică</i> , perioada:1997-1998, finantator: CNCSU, NrContract: <b>CNCSU nr.256, 1997</b> , NrAniDerulare:1, Suma=8000 lei
9	titlu: <i>Cercetarea instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică de vapori cu agenți ecologici-Termodinamica agenților ecologici și ciclurilor frigorifice</i> , perioada:1996-1997, finantator:CNCSU, NrContract: <b>CNCSU nr.1154, 1996</b> , NrAniDerulare:1, Suma=9000 lei
10	titlu: Cofinantarea proiectului <i>Magnetic Sorting and Ultrasound Sensor Technologies for production of High Purity Secondary polyolefins from Waste</i> , 2012, finantator: Capacitati-cofinantare PC7, NrContract: <b>152EU/2012</b> , NrAniDerulare:1, Suma=23068 lei
11	titlu: Grant international FP 7, "Magnetic Sorting and Ultrasound Sensor Technologies of High Purity Secondary Polyolefins from Waste", acronim W2Plastics, Nr 212782, Research area: ENV-2007-3.1.3-02, perioada:2008-2013, finantator:UE NrContract: <b>W2Plastics, Nr 212782</b> NrAniDerulare:5 , Suma = 139840,00 EUR

12	titlu: <i>Monitorizarea variației puterii calorice a gazului metan</i> , perioada: 2010, finanțator: Terti, NrContract <b>UTBv nr.7517/08.06.2010</b> , Suma = 54729,88 lei
----	---

### Recunoașterea și vizibilitate

Autorul tezei de abilitare este membru titular al Asociației generale a Frigotehniștilor din România, din anul 1992 (AGFR), Societatea Română a Termotehnicienilor, din anul 1994 (SRT), Uniunea Societăților de Științe Termice din România, din anul 2005 (USST), membru IAOE, din 2009.

De asemenea, sunt membru în comitetul științific al conferințelor: NACOT, National Conference on Thermodynamics with International Participation, organized by Dunărea de Jos University of Galați, AESMT - Alternative Energy Sources, Materials and Technologies, organized by Institute of Chemical Engineering, Bulgarian Academy of Science (BAS), Sofia, Bulgaria, etc.

În anul 2010 și în 2011 autorul tezei de abilitare a fost nominalizat cu Premiul Universității Transilvania din Brașov pentru rezultatele deosebite obținute în cadrul proiectului cu fonduri europene la care Universitatea a fost lider de proiect: POSDRU/22/2.1/G/40291.

### 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 ( $SRI > 1.0$ ).**

În secțiunea **(B-II) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei**, am prezentat evoluția științifică și profesională a autorului, realizările didactice și științifice care au condus la definirea și consolidarea prestigiului profesional și vizibilității la nivel național și internațional.

Realizările științifice și planurile de dezvoltarea ale carierei profesionale sunt susținute de maturitatea profilului științific și didactic al autorului tezei de abilitare în spectrul temei de cercetare abordată, temă care se înscrie în domeniul Inginerie Mecanică.

În contextul general de desfășurare a activităților didactice și științifice, cu ajutorul dotărilor informatice și echipamentelor din Departamentul de Inginerie Mecanică și din centrul de cercetare al facultății, prin colaborarea cu colectivul de cadre didactice cu performanțe remarcabile din Facultatea de Inginerie Mecanică, se constituie astfel ca un mediu propice de dezvoltare a carierei în plan didactic și științific al autorului prezentei teze de abilitare.

## (B-iii) Bibliografie

### Capitolul 1.1

- [1] Daba, M., Aradau, D. - Calculul si constructia compresoarelor . Compressoare cu piston. Institutul Politehnic Galati, 1971.
- [2] Aradau, D. - Le rendement exergetique des installations frigorifiques a deux etages de compression utilisant des compresseurs a piston - Revue Generale du Froid, No.6, 1976, pp.415-420.
- [3] Aradau, D. - L'analyse exergetique des installations frigorifiques a un et deux etages de compression utilisant des compresseurs a piston - Buletinul Universitatii din Galati. Anul II, Fascicula IV, 1979, p.43.
- [4] Takeshi, T., Haruki, S., Koichi, W. - An equation of state for 1,1-difluoroethane (R152a), IJR, no.5, vol.16, 1993, pg.347.
- [5] xxx-R134a Thermodynamic and physical properties - L'Institute International du Froid, Paris, 1992.
- [6] XXX - ASHRAE Handbook, 1985 Fundamentals, SI Edition.
- [7] Reid, R.C., Prausnitz, J.M., Sherwood, Th.K.: Properties of Gases and Liquids. 3rd Edition. N.Y. Mc Graw Hill, 1977.
- [8] 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>

### Capitolul 1.2

- [1] 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>.
- [2] 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](http://www.revistatermotehnica.agir.ro/numar_revista.php?id=86)

### Capitolul 1.3

- [1] B.B. Saha, S. Koyama, J.B. Lee, K. Kuwahara, K.C.A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi, "Performance evaluation of a low-temperature waste heat driven multi-bed adsorption chiller", *Int. J. Multiphase Flow* 29 (2003), pp. 1249–1263.
- [2] Di J, Wu JY, Xia ZZ, Wang RZ, "Theoretical and experimental study on characteristics of a novel silica gel–water chiller under the conditions of variable heat source temperature", *Int J Refrig* 2007;30: pp. 515–26.
- [3] Hasan Demira, Moghtada Mobedi, Semra Ülkü., "A review on adsorption heat pump: Problems and solutions", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 (2008), pp. 2381–2403.
- [4] Henning HM, Wiemken E., "Solar assisted air conditioning of buildings overview on technologies and state of the art", in: *Proceedings of ISES Solar World Congress*, Gothenburg, Sweden, 2003.
- [5] K.C.A. Alam, Y.T. Kang, B.B. Saha, A. Akisawa, T. Kashiwagi, "A novel approach to determine optimum switching frequency of a conventional adsorption chiller", *Energy* 28 (2003), pp. 1021–1037.
- [6] S. Li, J.Y. Wu., "Theoretical research of a silica gel–water adsorption chiller in a micro combined cooling, heating and power (CCHP) system", *Applied Energy* 86 (2009), pp. 958–967
- [7] Sortech AG. *Sortech Adsorption Chiller Design Manual*.

- [8] Takahiko Miyazaki , Atsushi Akisawa, "The influence of heat exchanger parameters on the optimum cycle time of adsorption chillers", *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), pp. 2708–2717.
- [9] Wang DC, Xia ZZ, Wu JY, Wang RZ, Zhai H, Dou WD., "Study of a novel silica gel water adsorption chiller, Part I: design and performance prediction", *Int J Refrig* 2005;28(7), pp. 1073–83.
- [10] Wang DC, Wu JY, Xia ZZ, Zhai H, Wang RZ, Dou WD., "Study of a novel silica gel water adsorption chiller, Part II: Experimental study", *Int J Refrig* 2005; 28(7), pp. 1084–91.
- [11] Dous N, Meunier F., "Experimental study of cascading adsorption cycles", *Chem Eng Sci* 1989;44, pp. 225–35.
- [12] Chahbani MH, Labidi J, Paris J., "Effect of mass transfer kinetics on the performance of adsorptive heat pump system", *Appl Therm Eng* 2002;22, pp. 23–40.
- [13] Pospisil J., Fiedler J., "Applicability of Tri-generation Energy Production for Air-conditioning Systems in Czech Republic", in *Proceedings of the 5th IASME/WSEAS Int. Conference on Heat Transfer, Thermal Engineering and Environment*, Athens, Greece, August 25-27, 2007.
- [14] Mancarella P, Chicco G., "Energy and CO2 emission assessment of cooling generation alternatives: a comprehensive approach based on black-box models", in *WSEAS TRANSACTIONS ON POWER SYSTEMS* Vol.3, No.4, April 2008, pp.151-161, ISSN:1790-5060.
- [15] Alghoul, M.A., Sulaiman, M.Y., Sopian, K., "Parametric analysis of multipurpose solar adsorption system-cooling and heating", in *Proceedings of the 3rd IASME/WSEAS International Conference on Energy & Environment*, Cambridge, UK, 2008, pp. 538-544, ISBN ~ ISSN:1790-5095 , 978-960-6766-43-5.
- [16] Haw L.C, Sopian K, Suleiman Y., "An Overview of Solar Assisted Air-Conditioning System Application in Small Office Buildings in Malaysia", in *Proceedings of the 4th IASME / WSEAS International Conference on ENERGY & ENVIRONMENT (EE'09)*, 2009.

## Capitolul 2.1

- [1] Riva, A., Tiezzi, E., 1997. Iri-fiuti come risorsa sostenibile. Gea Speciale, Rimini, Italy, pp. 11–18.
- [2] Dijkema, G.P.J., Reuterb, M.A., Verhoef, E.V., 2000, A new paradigm for waste management. *Waste Management* 20, 633–638.
- [3] Korhonen, J., Okkonen, L., Niutanen, V., 2004, Industrial ecosystem indicators – direct and indirect effects of integrated waste- and byproduct management and energy production. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 6 (3), 162–173.
- [4] Walters, N.R., Hackett, S.M., Lyon, R.r., Heats of combustion of high temperature polymers, <http://large.stanford.edu/publications/coal/references/docs/hoc.pdf>
- [5] Kittle, P.A., 1993, Alternate daily cover materials and subtitle D-the selection technique, Rusmar Incorporated West Chester, PA, <http://www.aquafoam.com/papers/selection.pdf>
- [6] Costiuc L., Pa achia S., Balteş L., ierean M., *Investigation on Energy Density of Plastic Waste Materials*, The 26th International Conference on Solid Waste Technology and Management, Philadelphia, PA U.S.A. March 27-30, 2011, <http://solid-waste.org/past-conferences-and-proceedings/proceedings/2011-2/>

## Capitolul 2.2

- Babrauskas V., (1992), *Heat of Combustion and Potential Heat*, In: *Heat Release in Fires*, Babrauskas V., Grayson S.J. (Eds.), Elsevier Applied Science, London, 207-223.
- Baltes L., Draghici C., Manea C., Ceausescu D., Tierean M., (2009), Trends in Selective Collection of the Household Waste, *Environmental Engineering and Management Journal*, **8**, 985-991.



- Baltes L., Tierean M., Patachia S., (2013), Investigation on the friction coefficient of the composite materials obtained from plastics wastes and cellulosic fibers, *Journal of Optoelectronics and Advanced Materials*, **15**, 785-790.
- Banyai O., Fodor L., (2014), Energy Efficiency Obligation Schemes in The Energy Efficiency Directive – An Environmental Assessment, *Environmental Engineering and Management Journal*, **13**, 2749-2755.
- Cazan C., Perniu D., Cosnita M., Duta A., (2013), Polymeric wastes from automotives as second raw materials for large scale products, *Environmental Engineering and Management Journal*, **12**, 1649-1655.
- CCD, (2013), Cameo Chemicals Database, Butadiene, On line at <http://cameochemicals.noaa.gov/chris/BDI.pdf>.
- Chuang T.H., Chern C.K., Guo W., (1997), The Application of Expandable Graphite as a Flame Retardant and Smoke-suppressing Additive for Etylene-Propylene-Diene Terpolymer, *Journal of Polymer Research*, **4**, 153-158.
- Corabieru P., Corabieru A., Vasilescu D.D., (2014), New Approaches in The Design of Plastic Products for Easy Recycling, *Environmental Engineering and Management Journal*, **13**, 1997-2004.
- EC-PWE, (2010), European Commission DG ENV, Plastic Waste in the Environment, Specific contract 07.0307/2009/545281/ETU/G2 under Framework contract ENV.G.4/FRA/2008/0112, Final report.
- ECS, (2006), European Committee for Standardization, Solid recovered fuels, Methods for the determination of calorific value, DD CEN/TS 15400:2006.
- eFTIR, (2013), Essential FTIR software™, On line at: <http://www.essentialftir.com/index.html>.
- EPST, (2005), Encyclopedia of Polymer Science and Technology, Butadiene Polymers, V, John Wiley & Sons, Inc., On line at: <http://www.aspeak.net>.
- Kittle P.A., (1993), *Alternate daily cover materials and subtitle D-the selection technique*, Rusmar Incorporated West Chester, PA, On line at: <http://www.aquafoam.com/papers/selection.pdf>
- Kocsis I., Kiss J.T., (2014), Energy Efficiency Obligation Schemes in The Energy Efficiency Directive – An Environmental Assessment, *Environmental Engineering and Management Journal*, **13**, 2825-2830.
- Ghinea C., Petraru M., Simion I.M., Sobariu D., Bressers H.Th.A., Gavrilescu M., (2014), Life Cycle Assessment Of Waste Management And Recycled Paper Systems, *Environmental Engineering and Management Journal*, **13**, 2073-2085.
- GNS, (2000), German National Standard, DIN 51900-1/2000, Determining the gross calorific value of solid and liquid fuels using the bomb calorimeter and calculation of net calorific value, Part 1: General information.
- Hidalgo D., Corona F., Martín-Marroquín J.M., Gómez M., Aguado A., Antolín G., (2014), Integrated and Sustainable System for Multi-Waste Valorization, *Environmental Engineering and Management Journal*, **13**, 2467-2475.
- Lechner M.D., (2005), *Polymers*, In: *Springer Handbook of Condensed Matter and Materials Data*, (Eds.) Martiensen W., Warlimont H., On line at: <http://www.springer.com/978-3-540-44376-6>, 477-522.
- Luca F.A., Ioan C.A., (2014), Implementation of Green Marketing in The Analysis of Municipal Waste Produced in Romania, Correlated with Environmental Policy Management Trends in Selective Collection of the Household Waste, *Environmental Engineering and Management Journal*, **13**, 3131-3142.
- Moldovan A., Patachia S., Vasile C., Darie R., Manaila E., Tierean M., (2012), Natural Fibers / Polyolefins Composites (I) UV and Electron Beam Irradiation, *Journal of Biobased Materials and Bioenergy*, **6**, 1–22.
- NIST, (2013), National Institute of Standards and Technology, Material Measurement Laboratory, On line at: <http://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi>.
- Orlescu C.M., Ioana Alina Costescu I.A., (2013), Solid Waste Management in Romania: Current and Future Issues, *Environmental Engineering and Management Journal*, **12**, 891-899.

- Patachia S., Moldovan A., Buican R., Vasile C., Darie R., Tiorean M., (2010), Composite Materials Based on Polyolefins Wastes, 14th European Conference on Composite Materials, Budapest, Hungary Paper ID: 281-ECCM14.
- Patachia S., Moldovan A., Tiorean M., Baltas L., (2011), *Composition Determination of the Romanian Plastics Municipal Wastes*, Proceedings of the 26th International Conference on Solid Waste Technology and Management, (2011) March 27-30, Philadelphia, PA USA, 940.
- Rem P., Di Maio F., Hu B., Houzeaux G., Baltas L., Tiorean M., (2013), Magnetic Fluid Equipment for Sorting Secondary Polyolefins from Waste, *Environmental Engineering and Management Journal*, **12**, 951-958.
- RNS, (1995), Romanian National Standard, SR ISO 1928/95, Determining the gross calorific value of solid fuels (in Romanian).
- RNS, (2010), Romanian National Standard, SR EN ISO 1716, Fire standard for construction materials, Determining the gross calorific value of solid fuels (in Romanian).
- Sarkady A., Dióssy L., Yuzhakova T., Kurdi R., Utasi A., Rédey A., (2013a), Industrial and Communal Sustainable Waste Management in Hungary, *Environmental Engineering and Management Journal*, **12**, 1533-1540.
- Sarkady A., Yuzhakova T., Dióssy L., Kurdi R., Rédey Á., (2013b), New Trends in Communal Waste Management at The Regional Level: Waste Treatment Plants in Hungary and Practical Applications, *Environmental Engineering and Management Journal*, **12**, 1691-1698.
- Simion I.M., Ghinea C., Maxineasa S.G., Taranu N., Bonoli A., Gavrilescu M., (2013), Ecological footprint applied in the assessment of construction and demolition waste integrated management, *Environmental Engineering and Management Journal*, **12**, 779-788.
- Șchiopu A.M., Ghinea C., (2013), Municipal Solid Waste Management and Treatment of Effluents Resulting from Their Landfilling, *Environmental Engineering and Management Journal*, **12**, 1699-1719.
- Vajna B., Palásti K., Bodzay B., Toldy A., Patachia S., Buican R., Catalin C., Tiorean M., (2010), Complex Analysis of Car Shredder Light Fraction, *Open Waste Management Journal*, **3**, 46-55.
- van Krevlen D.W., (1990), *Thermochemical Properties: Calculation of the Free Enthalpy of Reaction from Group Contributions*, In: *Properties of Polymers*, 3rd Edition, Elsevier, Amsterdam, 629-639.
- Vatani A., Mehrpooya M., Gharagheizi F., (2007), Prediction of Standard Enthalpy of Formation by a QSPR Model, *International Journal of Molecular Sciences*, **8**, 407-432.
- Vîlcu R., Leca M., (1990), *Polymer Thermodynamics by Gas Chromatography* (Studies in Polymer Science, 4), Elsevier, Amsterdam.
- Smirnova N.N., Bykova T.A., Larina V.N., Kulagina T.G., Pomogailo A.D., Dzhardimalieva G.I., (2010), Thermodynamic Characteristics of Hydrated Acrylamide and Polyacrylamide Complexes of Cobalt Nitrate at  $T > 0$  to 380K, *Polymer Science Series A*, **52**, 349-355.
- Walters R.N., Hackett S.M., Lyon R.E., (2000), Heats of combustion of high temperature polymers, *Fire and Materials Journal*, **24**, 245-252.

### Capitolul 2.3

- [1] V.P. Sharma, R.L. Singh, R.P. Singh. Chapter 15 in Degradable Polymers and Plastics of the future: steps toward environmental sustainability, Regulations and Safety aspects Principles and applications of environmental biotechnology for sustainable Future, Applied Environmental Science and Engineering for sustainable future, R.L. Singh (Ed), Springer Science+Business Media Singapore, 2017, 467-487.
- [2] [http://ec.europa.eu/environment/waste/plastic\\_waste.htm](http://ec.europa.eu/environment/waste/plastic_waste.htm).
- [3] C. Ghinea, et.al. Forecasting municipal solid waste generation using prognostic tools and regression analysis. *Journal of Environmental Management*, **182**, 80-93 (2016).

- [4] L. Cafiero, D. Fabbri, E. Trinca, R. Tuffi. Thermal and spectroscopic (TG/DSC\_FTIR) characterization of mixed plastics for materials and energy recovery under pyrolytic conditions. *Journal of Thermal analysis and Calorimetry*, **121**, 1111-1119 (2015).
- [5] L. Costiuc, S. Patachia, L. Baltes, M. Tiorean. Investigation on Energy Density of Plastic Waste Materials. *Journal of Solid Waste Technology and Management, Philadelphia*, 930-939 (2011).
- [6] L. Costiuc, M. Tiorean, L. Baltes, S. Patachia. Experimental investigation on the heat of combustion for solid plastic waste mixtures. *Environmental Engineering and Management Journal*, **14(6)**, 1295-130 (2015).
- [7] G. Ionescu, E.C. Rada, L.I. Cioca. Municipal Solid Waste Sorting and Treatment Schemes for the Maximization of Material and Energy Recovery in a Latest EU Member. *Environmental Engineering and Management Journal*, **14(6)**, 2537-2544 (2015).
- [8] S. Patachia, N. Damian, M.H. Tiorean, L. Baltes. Microbial safety of plastic materials obtained from wastes. *Environmental Engineering and Management Journal*, **14(6)**, 1303-1312 (2015).
- [9] L. Baltes, M. Tiorean, S. Patachia. Investigation on the friction coefficient of the composite materials obtained from plastics wastes and cellulosic fibers. *Journal of Optoelectronics and Advanced Materials*, **15(7- 8)**, 785- 790 (2013).
- [10] S. Patachia, A. Moldovan, R. Buican, C. Vasile, R. Darie, M. Tiorean. Composite materials based on polyolefins wastes, *Proceedings of the 14th European Conference on Composite Materials, Budapest*, 281-ECCM14, (2010).
- [11] A. Moldovan, S. Patachia, R. Buican, M.H. Tiorean. Characterization of polyolefins wastes by ftir spectroscopy. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series I: Engineering Sciences*, **5 (54)**, 65-72 (2012).
- [12] S. Patachia, A. Moldovan, M. Tiorean, L. Baltes. Composition Determination Of The Romanian Municipal Plastics Wastes. *Journal of Solid Waste Technology and Management, Philadelphia*, 940-951 (2011).
- [13] B. Vajna, K. Palásti, B. Bodzay, A. Toldy, S. Patachia, R. Buican, C. Catalin, M. Tiorean. Complex Analysis of Car Shredder Light Fraction. *The Open Waste Management Journal*, **3**, 46-55 (2010).
- [14] CEN/TS 15400:2006, Solid recovered fuels - Methods for the determination of calorific value, EN 15400:2011, Solid recovered fuels - Determination of calorific value.
- [15] A. Moldovan. Composites materials based on polyolefins and cellulose fibres from secondary raw materials, PhD thesis, Romania, Transilvania University of Brasov, 2012.
- [16] NIST, (2013), National Institute of Standards and Technology, Material Measurement Laboratory, On line at: <http://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi>.
- [17] M.D. Lechner. Polymers, In: Springer Handbook of Condensed Matter and Materials Data, (Eds.) Martiensen W., Warlimont H., ISBN 978-3-540-44376-6, 477-522, 2005.
- [18] H. Zhou, A. Meng, Y. Long, Q. Li, Y. Zhang. Classification and comparison of municipal solid waste based on thermochemical characteristics. *Journal of the Air & Waste Management Association*, **64**, 597-616 (2014).
- [19] M.N. Pedersen, P.A. Jensen, M. Nielsen, K. Hjuler, K. Dam-Johansen. Agglomeration and Deposition Behaviour of Solid Recovered Fuel. *Proceedings of The Nordic Flame Days*, Technical University of Denmark, (2015).
- [20] H. Sudiby, A.I. Majid, Y.S. Pradana, W. Budhijanto, Deendarlianto, A. Budiman. Technological Evaluation of Municipal Solid Waste Management System in Indonesia. *Energy Procedia*, **105**, 263 - 269 (2017).
- [21] M.S. Korai, R.B. Mahar, M.A. Uqaili. Estimation of Energy Potential from Organic Fractions of Municipal Solid Waste by Using Empirical Models at Hyderabad, Pakistan, *Mehran University Research Journal of Engineering & Technology*, **35(1)**, 129-138 2016.

- [22] O. L. Rominiyi, T. K. Olaniyi, T. M. Azeez, J. F. Eiche S.A. Akinola. Synergetic Effect of Proximate and Ultimate Analysis on the Heating Value of Municipal Solid Waste of Ado – Ekiti, Metropolis, Southwest Nigeria. *Current Journal of Applied Science and Technology*, **22(1)**, 1-12 (2017).
- [23] C.W.M. van der Geld, P.A.O.G. Korting, T. Wijchers. Combustion of PMMA, PE and PS in a ramjet. Delft University of Technology, uuid:f0106cdd-97b2-4451-b966-25dce0fc37db (1987).

### Capitolul 2.4

- [1] 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, <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08325-2>

### Capitolul 3.1

- [1] Bodolan C., Costiuc L., Brătucu C., A Theoretical Mathematical Model For Energy Balance In Greenhouses, Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Series II: Forestry - Wood Industry - Agricultural Food Engineering, Vol. 8 (57)–2015, pp.69-76, ISSN: 2065-2143 [http://webbut2.unitbv.ro/BU2015/Series%20II/Contents\\_II\\_AFE.html](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 Brașov, Series II: Forestry - Wood Industry -Agricultural Food Engineering, Vol. 9(58) – 2016, pp. 51-58, ISSN: 2065-2135, [http://webbut2.unitbv.ro/BU2016/Series%20II/Contents\\_II\\_AFE.html](http://webbut2.unitbv.ro/BU2016/Series%20II/Contents_II_AFE.html)

### Capitolul 3.2

- [1] Costiuc I., Chiru A., Costiuc L.(autor correspondent), A Review of Engine's Performance When Supercharging by a PressureWave Supercharger, *Energies*, 2022, 15(8), 2721, <https://doi.org/10.3390/en15082721>, <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/8/2721>
- [2] 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.
- [3] 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>.